

„Untersuchungen von Reibungskoeffizienten für OCTG-Gewindefette unter hohen Flächenpressungen“

Dissertation

zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Matthias Klaws

aus Bannetze

eingereicht bei der
Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung
14.03.2012

Vorsitzender der Promotionskommission:

Prof. Dr.-Ing. Norbert Meyer

Hauptberichterstatte:

Prof. Dr. Kurt M. Reinicke

Berichterstatte:

Dr. Dr.-Ing. habil. Catalin Teodoriu

Prof. Dr.-Ing. Volkmar W. M. Neubert

Ehrenwörtliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, dass alle Stellen der Arbeit, die wörtliche oder sinngemäß aus anderen Quellen übernommen wurden, als solche kenntlich gemacht sind, und dass die Arbeit in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegt wurde.

(Clausthal, den 14.03.2012)

Kurzfassung

Die zukünftig wirtschaftlich zu fördernden Energieträger befinden sich zunehmend in herausfordernden Regionen und meist größeren Teufen. Diese höheren technischen und ökonomischen Anforderungen wirken sich durch höhere Belastungen negativ auf die eingesetzten Werkzeuge und Werkstoffe aus. Die Ölfeldrohrverbindungen stellen hierbei eine Schwachstelle dar, da sie die höchstbelasteten Bauteile des Gestängestranges sind. Die Integrität und somit die Sicherheit einer Bohrung ist von der Zuverlässigkeit jeder einzelnen, eingesetzten Verbindung abhängig. Die Berechnung des optimalen Verschraubmomentes ist ein wichtiger Faktor zur Sicherstellung der Funktion der Verbindung. Das Verschraubmoment einer Verbindung wird von vielen Faktoren beeinflusst, die bei den bisherigen Berechnungen nicht oder nur ungenügend berücksichtigt werden. Das optimale Verschraubmoment wird wesentlich vom Reibungskoeffizienten beeinflusst.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine verbesserte Verschraubmomentberechnung für Ölfeldrohre aufgezeigt. Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten wurde eine neuartige Reibtestanlage gebaut, die geeignet ist, unter unterschiedlichen Flächenpressungen, Verschraubgeschwindigkeiten und Temperaturen die verschiedenen Reibungskoeffizienten der untersuchten Gewindefette zu bestimmen.

In über 3500 Reibtestversuchen wurden acht verschiedene Gewindefette untersucht und die aus den Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse statistisch ausgewertet. Durch die getrennte Ermittlung von Reibungskoeffizienten im Gewinde- und Schulterbereich unter Verwendung der modifizierten Berechnungsgrundlage für das Verschraubmoment nach Teodoriu ¹ wurden die für die Verschraubung wirksamen Einflussfaktoren genauer erfasst, um die Verschraubmomente von Gewindeverbindungen optimieren zu können.

Die Gegenüberstellung und der Vergleich der in dieser Arbeit gewonnenen Reibungskoeffizienten zeigt deutliche Abweichungen von den von API veröffentlichten Werten. Es wird gezeigt, dass der Reibungskoeffizient von Gewindefetten eine Funktion der vorherrschenden Flächenpressung ist und stark variieren kann. Die gemessenen Reibungskoeffizienten zeigen deutlich niedrigere Werte als der von API mit 0,08 angegebene und veröffentlichte Wert. Nur bei sehr hohen Flächenpressungen sind die Reibungskoeffizienten mit den von API veröffentlichten Werten etwa gleich hoch.

¹Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

Die Ergebnisse haben gezeigt, dass das von API angegebene Verschraubmoment nur für einige Gewindefette unter bestimmten Randbedingungen zutreffend ist. Die durch API vorgegebenen Verschraubmomente liegen höher, da sie von einem höheren Reibungskoeffizienten des Gewindefettes ausgehen.

Der von API angegebene Reibungskoeffizient kann in einigen Fällen zu unbestimmten Ergebnissen führen. Durch ein zu hoch gewähltes Verschraubmoment kann es zu einem frühzeitigen Versagen der zu verschraubenden Gewindeverbindung kommen.

Diese Arbeit bietet die Grundlage für eine Empfehlung eines bestimmten Gewindefettes für ein von API vorgegebenes Verschraubmoment. Ebenso ist es auf Grundlage der Ergebnisse dieser Arbeit möglich, das Zusammenspiel von Geometrie, Gewindefett und Verschraubmoment für Neuentwicklungen und Überarbeitungen von (z.B. Premium-) Verbindungen zu optimieren. Die Berücksichtigung der unterschiedlichen Spannungsverteilung im Gewinde- und Schulterbereich erlaubt eine verbesserte Festlegung des Verschraubmomentes. Dies ist unter Betrachtung der Tatsache stetig steigender Belastungen und Anforderungen an OCTG-Verbindungen der wichtigste Punkt, um die Leistungsfähigkeit von Verbindungen voll ausnutzen zu können.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	2
1.2	Zielstellung	4
2	Ölfeldrohre und Verbindungen	6
2.1	Arten von Ölfeldrohren	7
2.2	Belastungsarten	9
2.3	Aufbau von Ölfeldrohrverbindungen	11
2.3.1	Gewinde	13
2.3.2	Gewindeprofile	15
2.3.3	Dichtungen	20
2.3.4	Dichtsitze	23
2.3.5	Schulter	24
3	Reibung und Schmierstoffe	26
3.1	Definition der Reibung	26
3.1.1	Reibungsarten und Reibungskoeffizienten	26
3.1.2	Grundlagen der Schmierung	28
3.2	Schmierstoffe (Gewindefette)	32
3.2.1	Aufgaben	32
3.2.2	Zusammensetzung	34
3.2.3	Oberflächenbehandlung	36
3.2.4	Testmethoden	37
3.2.5	API Small- & Full-Scale-Testing	39
3.3	Verhalten des Gewindefettes während des Verschraubvorgangs	39
4	Verschraubmomentberechnung von Ölfeldrohrverbindungen	42
4.1	Schraubenberechnung nach VDI	43
4.2	Verschraubmomentberechnung nach API (Farr)	47
4.2.1	Ungenauigkeiten des Farr'schen Berechnungsansatzes	50
4.3	Verschraubmoment nach Teodoriu	55
4.4	Reibungseigenschaften in Gewindeverbindungen	60
5	Reibteststand zur Untersuchung von Gewindefetten	62
5.1	Der API-Teststand	62
5.1.1	API-Prüfkörper	63
5.1.2	Testvorgehen	64

5.1.3	Datenauswertung	65
5.2	ITE-Reibteststand	66
5.2.1	ITE-Reibtest-Prüfkörper	70
5.2.2	Testvorgehen	74
5.2.3	Datenauswertung	76
6	Reibtestergebnisse	80
6.1	API-Modified	82
6.2	Bestolife 3000	85
6.3	GBF 1	88
6.4	Irish Copper	91
6.5	Kollr King Drill	94
6.6	Kopr Kote	97
6.7	Multi Dope Yellow	100
6.8	Z50	103
7	Diskussion der erzielten Ergebnisse	106
7.1	Beeinflussende Faktoren auf die Reibtestuntersuchungen	106
7.2	Zusammenführung der Reibtestergebnisse	110
7.3	Interpretation	114
8	Schlussfolgerungen und Ausblick	116
8.1	Zusammenfassung	116
8.2	Ausblick und zukünftige Arbeiten	118
9	Nomenklatur	123
10	Anhang	146
A	Reibtestdiagramme	147
B	Gewindeprüfkörper	150
C	Verformung der Gewindeflanken unter Axiallast	164
D	Schulterprüfkörper	171
D.1	API-Modified	172
D.2	Bestolife 3000	172
D.3	GBF1	172
D.4	Irish Copper	173
D.5	KOLR King Drill	173
D.6	KOPR Kote	173
D.7	Multidope Yellow	174
D.8	Z50	174
D.9	geölte Prüfkörper	174

D.10 trockene Prüfkörper	175
E Rauigkeitsmessungen an den Prüfkörperoberflächen	176
F Datenblätter der Gewindefette	185
F.1 API-Modified	186
F.2 Bestolife 3000	187
F.3 GBF1	188
F.4 Irish Copper	189
F.5 KOLR King Drill	190
F.6 KOPR Kote	191
F.7 Multidope Yellow	192
F.8 Multidope Yellow	193
F.9 Z50	194

1 Einleitung

Der stetig ansteigende globale Energiebedarf sowie die Sicherstellung der zukünftigen Energieversorgung macht es erforderlich, auf dem Gebiet der Erdöl-/Erdgasgewinnung fortlaufend neue Vorkommen zu explorieren und zu erschließen. Da sich diese Energieträger nicht nur in zunehmend größeren Teufen sondern auch in schwer zugänglichen Gebieten wie z.B. Schelfen, Kontinentallhängen und Permafrost-Regionen befinden, wird ihre Gewinnung immer aufwändiger und kostenintensiver. Auf Grund der fortschreitenden Verknappung der Ressourcen werden zunehmend auch alte, noch nicht vollständig ausgebeutete Lagerstätten dahingehend untersucht, ob mit Hilfe moderner Bohr- und Förderverfahren eine erneute Nutzung wirtschaftlich ist. Ebenso ist in diesem Zusammenhang die steigende Zahl von Geothermie-Projekten zu nennen, die auf Grund der hohen Energiepreise immer interessanter für die Energieversorger werden. Diese Entwicklung führt zu steigenden geologischen, technischen und ökonomischen Anforderungen mit zwangsläufig höheren Belastungen für die eingesetzten Werkzeuge und Werkstoffe. Unter Einbeziehung der wirtschaftlichen Aspekte des Bohr- und Förderungsprozesses wird es für die energieversorgenden Unternehmen immer wichtiger, die Lebensdauer der Bohrausrüstung und Komplettierung aufrechtzuerhalten und zu erweitern.

Die Aufgabe von Ölfeldrohrverbindungen ist es, die Vielzahl der eingesetzten Einzelrohre unter den mit der Teufe zunehmenden Belastungen, sicher und zuverlässig zu verbinden. Ihre Auslegung beeinflusst die Belastbarkeit und damit das Leistungsvermögen des gesamten Stranges. Weiterentwicklungen der eingesetzten Bohrtechniken und höhere Belastungen durch erweiterte Einsatzgebiete führen zu größeren Beanspruchungen und stellen besondere Anforderungen an die eingesetzten Rohre und Verbindungen dar.

Die Ölfeldrohrverbindungen stellen hierbei eine Schwachstelle dar, da sie die höchstbelasteten Bauteile des Gestängestranges sind. Sie müssen nicht nur die mechanische Integrität (Gewindebruch) sondern auch die Funktionalität (Dichtung) des Rohrstranges unter den auftretenden Belastungen sicherstellen.

Eine mit der Teufe steigende Anzahl von Verbindungen erhöht das Risiko von potentiellen Undichtigkeiten. Es muss vermieden werden, dass die Verbindung während des Einsatzes über- oder entschraubt wird, dennoch müssen die vorherrschenden Belastungen sicher aufgenommen werden können. Die Integrität und somit die Sicherheit einer Bohrung ist von der Zuverlässigkeit jeder einzelnen, eingesetzten Verbindung abhängig, da auftretende Undichtigkeiten und/oder ein Gestängebruch zu Gefährdungen und zu kostenintensiven Aufwältigungsarbeiten führen können, deren Erfolg nicht immer sicher-

gestellt ist.

Die Forderung der Industrie, Bohrungen schneller, tiefer, sicherer und kostengünstiger abzuteufen, steht diesen Beanspruchungen sowie den immer anspruchsvolleren Umgebungsbedingungen, die bis an die Belastungsgrenzen traditioneller Verbindungen herangehen können, entgegen.¹ Aufgrund von immer höheren und komplexeren Belastungen ist es deshalb notwendig, fortlaufend neue, angepasste Verbindungen zu konstruieren und/oder die Funktion bestehender Verbindungen zu verbessern.²

1.1 Motivation

Es ist das kontinuierliche Bestreben der Bohr- und Förderindustrie sowie der Rohr- und Gewindehersteller, an die steigenden Belastungen angepasste und für den Einsatz von neuen Technologien (z.B. ultratiefe Bohrungen, Extended-Reach-Projekte, Casing Drilling, Geothermie, usw.) notwendige Verbindungen zu entwickeln und für den Feldeinsatz bereitzustellen.

Neben Neuentwicklungen von Gewindeverbindungen ist auch die Optimierung bereits existierender Verbindungen eine Möglichkeit, deren Leistungen und Einsatzbereiche zu erweitern. Beim Verschrauben einer Verbindung entscheiden die sich einstellenden Lasten (Vorspannung, Flächenpressung im Dichtsitz), ob die Verbindung den im Einsatz auftretenden Belastungen standhält. Das für die Erstellung der Verbindung notwendige Verschraubmoment hat hierbei den größten Einfluss auf die Funktionsfähigkeit (Integrität, Dichtigkeit) der Verbindung. Bisherige Berechnungsgrundlagen und Richtlinien für die Verschraubung von OCTG-Gewindeverbindungen scheinen unter Berücksichtigung entsprechender Sicherheitsfaktoren für heutige Aktivitäten auszureichen. Wurden bis vor wenigen Jahren häufig Standardverbindungen eingesetzt, nimmt auf Grund der Einsatzbedingungen und vorherrschenden Belastungen derzeit die Anzahl der Bohrungen mit „angepassten“ Verbindungen zu. Die auch in Zukunft weiter steigenden Anforderungen und die Gewährleistung eines sicheren, wirtschaftlichen Betriebs macht es erforderlich, die Berechnungsmethode genauer zu untersuchen, weiterzuentwickeln und zu verfeinern.

Das Verschraubmoment einer Verbindung wird von vielen Faktoren beeinflusst, die bei den bisherigen Berechnungen nur ungenügend berücksichtigt werden. Dies gilt im Besonderen für die Verschraubmomentberechnung bei gasdichten Verbindungen mit metallischem Dichtsitz (Premium-Verbindungen).

Die 1957 von A.P. Farr entwickelte und vom American Petroleum Institute (API) über-

¹Vgl. [82] Jellison, M.J. et al. (2000): *New Developments in Drill Stem Rotary Shoulder Connections*

²Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

nommene Formel ³ zur Berechnung des Verschraubmomentes an Ölfeldrohrverbindungen findet bis heute Anwendung. Farr führte eine Vielzahl von Untersuchungen an Bohrgestängeverbindungen durch und entwickelte aus dem Zusammenhang von Gewindegeometrie, Spannung und Reibung in der Verbindung eine Berechnungsgrundlage um das Verschraubmoment zu ermitteln. Für Futter- und Steigrohrverbindungen, insbesondere gasdichte Verbindungen mit metallischen Dichtelementen (Premium-Verbindungen), liegen derartige Richtlinien nicht vor. Eine direkte Übertragung dieser Berechnungsgrundlage ist auf Grund unterschiedlicher Ausführungen von Gewindegeometrien, Dichtungen und Stoßschultern nicht möglich.

Die Berechnungsgrundlage für das Verschraubmoment wurde seit ihrer Entwicklung wenig verändert. Somit bleibt die Ermittlung des „optimalen Verschraubmomentes“ schwierig. Bisherige Forschungen und Untersuchungen konzentrieren sich auf die Anwendung verbesserter Werkstoffe und die Optimierung von Gewinde- und Dichtungsgeometrien. Auftretende Leckagen und Gewindebrüche, die bei genauer Betrachtung auf ein unzureichendes oder zu hohes Verschraubmoment zurückzuführen sind, wurden bislang häufig als Ermüdungserscheinungen angesehen.

FEM-Analysen an Gewindeverbindungen zeigen, dass die sich einstellende Flächenpressung in einer OCTG-Verbindung von der Gewindeart und der Geometrie des Gewindes abhängt. Flächenpressungen im Gewindebereich eines Tool Joints von bis zu 400 N/mm^2 und im Bereich der Schulter von bis zu 800 N/mm^2 sind nachgewiesen. ⁴ Die während der Verschraubung vorherrschende, inhomogene Lastverteilung innerhalb einer Verbindung und die daraus resultierenden Änderungen des Reibungskoeffizienten führen zu Ungenauigkeiten bei der Bestimmung des „optimalen Verschraubmomentes“. Einflüsse der Verschraubgeschwindigkeit und die bei der Verschraubung vorherrschenden Temperaturen werden ebenfalls nicht berücksichtigt.

Die aktuell von API verwendeten Berechnungsstandards gehen während des gesamten Verschraubvorgangs, von einem konstanten und einheitlichen Reibungskoeffizienten ($\mu = 0,08$) aus. Die Reibungskoeffizienten für den Gewinde- und den Schulterbereich werden gleichgesetzt, obwohl jeweils unterschiedliche Flächenpressungen wirksam sind, welche die Höhe dieser Koeffizienten beeinflussen. Voruntersuchungen an Prüfkörpern und Gewindeverbindungen ergaben, dass der Reibungskoeffizient von den oben genannten Parametern beeinflusst wird. Weiterhin zeigte sich, dass unterschiedliche, real vorherrschende Flächenpressungen in Gewinde und Schulterbereich das nach API berechnete und vorgegebene Verschraubmoment entscheidend verfälschen, da die Reibungskoeffizienten nicht als Konstanten angenommen werden dürfen, sondern in Abhängigkeit der aufgeführten Einflussgrößen variieren.

³Vgl. [17] API 7G (1995): *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits*

⁴Vgl. [140] Teodoriu, C. (2008): *Numerical Investigation of the Behavior of Friction Coefficient of Thread Compound Used in the Oil Industry to Lubricate Tubular Threaded Connections under High Contact Pressure and Different Temperatures*

Die gegenseitige Beeinflussung aller aufgeführten Faktoren führt trotz konstant aufgebrachtem Verschraubmoment zu unterschiedlichen Lastverteilungen innerhalb der Verbindung. Hierdurch können als Resultat einer unzureichenden Verschraubung und/oder zusätzlicher im Bohrloch auftretender Belastungen (Nachverschraubungen) im Extremfall Undichtigkeiten auftreten, obwohl die vorgegebenen Verschraubmomente eingehalten wurden.

In der Arbeit von Teodoriu ⁵ wurde die von API verwendete Formel zur Bestimmung des Verschraubmomentes dahingehend erweitert, dass eine Trennung von Gewinde- und Schulterteil vorgenommen wurde. Ebenso wurde das Gesamtverschraubmoment auf die einzelnen Gewindegänge der betrachteten Verbindung aufgeteilt. Unter Verwendung dieser Berechnungsmethode ist es möglich, einzelne Einflussgrößen genauer zu erfassen und sich dem „optimalen Verschraubmoment“ für die betrachtete Verbindung unter definierten Umgebungsbedingungen zu nähern, sofern der Reibungskoeffizient als Funktion der Flächenpressung [$\mu = f(\sigma)$] bekannt ist.

Ein für die eingesetzte Verbindung optimales Verschraubmoment kann dessen Funktion verbessern und die Gefahr einer Undichtigkeit oder eines Gewindebruchs verringern. Dies ist nur möglich, wenn die für die Verschraubung einer Verbindung ausschlaggebenden Belastungen und Einflussfaktoren bekannt sind.

1.2 Zielstellung

Relevante Faktoren für die Bestimmung des „optimalen Verschraubmomentes“ sind Reibwerte im Gewinde und auf der Schulter, Oberflächenbeschaffenheit, Art und Menge des verwendeten Gewindefettes, Fertigungstoleranzen sowie die Gewindeform mit den jeweils charakteristischen Freiräumen für die Aufnahme des Gewindefettes.

Der Reibungskoeffizient des verwendeten Gewindefettes stellt bei der Beeinflussung des Verschraubmomentes einen wichtigen Faktor dar. Die kontrollierte Verschraubung mit dem an das verwendete Gewindefett angepassten Drehmoment ist wichtig, um die Dichtung einer Gewindeverbindung zu aktivieren und sicherzustellen.

Diese Arbeit gibt einen Einblick in die Mechanismen der Verschraubung von Ölfeldverbindungen. Ein besseres Verständnis der wirksamen Einflussgrößen auf das Verschraubmoment kann die Integrität und Funktionalität sowie die Einsatzbereiche von existierenden Gewindeverbindungen erweitern.

⁵Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

Nach Vorbild des von API verwendeten Prüfstands ⁶ zur Bestimmung von Reibungskoeffizienten an OCTG-Gewindefetten soll am Institut für Erdöl- und Erdgastechnik (ITE) der Technischen Universität Clausthal eine Reibtestprüfanlage entwickelt und gebaut werden, die es ermöglicht, Reibfaktoren bei unterschiedlichen Flächenpressungen, definierten Temperaturen und variablen Verschraubgeschwindigkeiten zu untersuchen.

Anhand verschiedener OCTG-Gewindefette sollen Reibtestuntersuchungen an Gewinde- und Schulterprüfkörpern durchgeführt werden. Die getrennte Ermittlung von Reibungskoeffizienten im Gewinde- und Schulterbereich soll unter Verwendung der modifizierten Berechnungsgrundlage für Verschraubmomente nach Teodoriu ⁷ die für die Verschraubung wirksamen Einflussfaktoren genauer erfassen, um damit Verschraubmomente von existierenden Gewindeverbindungen zu optimieren.

Eine verbesserte Berechnungsgrundlage und die Verwendung von real ermittelten Reibwerten soll es ermöglichen, sich dem „optimalen Verschraubmoment“ für die betrachtete Verbindung zu nähern. Anhand der Untersuchungen kann die Anzahl von Undichtigkeiten und/oder Gewindebrüchen unter definierten typischen und extremen Umgebungsbedingungen verringert werden. Ebenso ist es möglich, unter Berücksichtigung der veränderten Berechnungsgrundlage die Leistungen und Einsatzbereiche bestehender Verbindungen zu optimieren und somit den existierenden Problemen bei der Verschraubung von Ölfeldrohren zu begegnen.

⁶Vgl. [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections*

⁷Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

2 Ölfeldrohre und Verbindungen

Mit dem Begriff „Ölfeldrohre“ oder OCTG (Oil Country Tubular Goods) werden sämtliche Rohre bezeichnet, die in der Öl- und Gasindustrie eingesetzt werden und die den für das jeweilige Aufgabengebiet geltenden API-Normen unterliegen. Hierbei handelt es sich unter anderen um Bohrgestänge (DP-Drillpipe), Futterrohre (CSG-Casing), Steigrohre (TBG-Tubing) sowie Leitungsrohre (LP-Linepipes). Diese Ölfeldrohre werden für unterschiedliche Aufgaben benötigt und stellen im Allgemeinen für das jeweilige Einsatzgebiet eine große Kostenposition dar.¹

Ölfeldrohre und deren Verbindungen werden den vorherrschenden Bedingungen entsprechend ausgelegt, damit sie den hohen Belastungen während des Einsatzes standhalten und während der gesamten Lebensdauer der Bohrung zuverlässig funktionieren. Die eingesetzte Verbindung muss unter Berücksichtigung der einzubeziehenden Sicherheitsfaktoren eine ausreichende Festigkeit (hohe Zuglasten) und Dichtigkeit aufweisen sowie individuelle Anforderungen (Mehrfachverschraubungen, Übertragung hoher Torsionsmomente) erfüllen können. Die Verbindungen unterscheiden sich u.a. durch die maximal zulässigen Belastungen (Zugkräfte, Innen- und Aussendrucke, Biegespannungen, Drehmomentaufnahme), Geometrie (Verbindungsgröße, Innen- und Außendurchmesser, Gewindeform, Steigung des Gewindekegels, etc.), unterschiedliche Dichtungskonzepte und das Strömungsprofil. Neben den geometrischen Größen bestimmt das Werkstoffverhalten (Festigkeit) die Belastbarkeit und den Einsatzumfang von Verbindungen.

Durch die Vielzahl der auf dem Markt erhältlichen Gewinde und Gewindegeometrien sowie unterschiedliche Dichtungskonzepte kam es 1923 zu einer Normung durch das American Petroleum Institute (API). Es wurden mit Hilfe der Industrie Standards entwickelt, die international anerkannt sind und zum Stand der Technik der Erdölindustrie gehören. Die Verbindungen lassen sich in API- und (herstellerspezifische) nicht-API-Verbindungen sowie Premium-Verbindungen unterteilen.

Allgemein werden Ölfeldrohre durch Standardparameter (wie z.B. Durchmesser, Länge, Gewicht, Gütegrad, etc.) systematisiert. Zusätzlich zu diesen Standardparametern veröffentlicht API ergänzende, aktualisierte Informationen in Form von Bulletins, in denen Minimalanforderungen zur Vermeidung von Designfehlern, Berechnungsgrundlagen und Qualitätskontrollen aufgeführt werden.^{2 3} Die zurzeit gültigen Berechnungsgrundlagen

¹Vgl. [32] Bourgoyne, A.T. et al. (1986): *Applied Drilling Engineering*

²Vgl. [2] Aadnoy, B. et al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

³Vgl. [10] API 5C3 (1994): *Bulletin on Formulas and Calculation for Casing, Tubing, Drillpipe and*

für Ölfeldrohre und deren Verbindungen sind in Bulletin 5C3 ⁴ des American Petroleum Institute zusammengefasst.

Die Berechnungsgrundlagen werden, abgesehen von den Lastkombinationen Innendruck und Biegung sowie Außendruck und Axialzuglast, nur für Einzellasten angegeben. Es wird von einem einachsigen Spannungszustand ausgegangen. Räumliche Spannungszustände werden nicht betrachtet. Berechnungen für dynamisch beanspruchte Verbindungen werden im Allgemeinen nur für Bohrgestänge bei Einsatz in abgelenkten Bohrungen durchgeführt. Für Futter- und Steigrohre sind solche Betrachtungen nicht notwendig, da sie häufig nur statischer Beanspruchung unterliegen. Die in diesem Kapitel aufgeführten Belastungen sind bei der Auslegung eines Rohrstranges nur schwer zu erfassen und werden bei der Berechnung meistens durch empirisch ermittelte Faktoren (Last- und Verschleißannahmen) berücksichtigt.

Durch eine Vielzahl von herstellerspezifischen Ölfeldrohren, die sich in Werkstoff und Abmessungen unterscheiden, sowie durch Einführung und Vereinheitlichung von Standards durch die International Organization of Standards (ISO) gibt es eine große Anzahl von Rohren und Verbindungen, die nicht durch API-Standards abgedeckt werden (z.B. herstellerspezifische Verbindungen und Premium-Verbindungen). Entsprechende Werte müssen einzelnen Herstellerkatalogen entnommen werden.

2.1 Arten von Ölfeldrohren

Ölfeldrohre übernehmen während der Bohrarbeiten und darüber hinaus, je nach Ausführung und Einsatzgebiet unterschiedliche Aufgaben. Dies umfasst nicht nur, dass sie das Gewicht der nachfolgenden Rohre (bzw. des gesamten Stranges) tragen müssen, sie müssen auch eine druckdichte Leitung zwischen Lagerstätte und Bohrlochkopf herstellen. Die für diese Arbeit relevanten Ölfeldrohre und Verbindungen werden im Folgenden kurz vorgestellt.

Bohrgestänge (Drillpipe)

Das Bohrgestänge trägt die gesamte BHA (Bottom Hole Assembly), überträgt beim Bohren die Drehbewegung des Drehtisches auf den Bohrmeißel, nimmt das Gegenmoment bei Untertageantrieben auf und dient gleichzeitig als hydraulische Zuleitung für die Spülung zur Bohrlochsohle. ⁵ Eine Übersicht über verschiedene Bohrgestängearten ist den ent-

Line Pipe Properties

⁴Vgl. [10] API 5C3 (1994): *Bulletin on Formulas and Calculation for Casing, Tubing, Drillpipe and Line Pipe Properties*

⁵Vgl. [2] Aadnoy, B. et al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

sprechenden API-Standards ^{6 7 8} zu entnehmen. Es werden ebenfalls Informationen zu Abmessungen und mechanischen Eigenschaften von neuen und gebrauchten Bohrgestängen und Verbindungen angegeben. ⁹

Futterrohre (Casing)

Futterrohre sind 8 m bis 12 m lange Stahlrohre, die teleskopartig in das Bohrloch eingelassen und zementiert werden. Das von API ca. 372 Sorten umfassende Futterrohrsortiment ¹⁰ wird in Standardabmessungen gefertigt und durch Durchmesser (4,5“ bis 20“), Wanddicke, Stahlgüten und Verbindungsarten (z.B. CSG, LCSG, BCSG, XCSG sowie herstellerspezifischen Bezeichnungen) klassifiziert. Futterrohre haben die Aufgabe, die Bohrlochwand zu stützen und einen Austausch von Gasen und Flüssigkeiten zwischen Ringraum und Gebirge zu verhindern. Diese Aufgaben werden ebenfalls durch die Zementierung unterstützt, die einen zusätzlichen Schutz gegen Korrosion gewährleistet und eine Ausdehnung der Rohre (Verlängerung des Stranges) durch Temperaturwechsel behindert.

Förderrohre (Tubing)

Steig- oder Förderrohre sind temporäre, auswechselbare Förder- oder Injektionsrohre, mit deren Hilfe aus einer explorierten Lagerstätte ein Fluid und/oder Gas gefördert oder injiziert werden kann. Sie stellen eine Verbindung von der Lagerstätte bis zum Bohrlochkopf her. Das Steigrohr dient als druckdichte Förderleitung und muss verhindern, dass das flüssige oder gasförmige Fördermediums in den Ringraum zum Casing entweicht. Der Tubing wird nicht zementiert und kann für spätere Änderungen (z.B. Workover zur Optimierung der Produktionsrate) ausgetauscht werden. Die Auswahl der Steigrohre und deren Aufbau ist ebenso wichtig wie die der Casinge, da sie ebenfalls hohen Kräften und Korrosion ausgesetzt sind. Tubinge werden wie Casinge in Standardgrößen gefertigt und durch API klassifiziert. Eine Übersicht der unterschiedlichen Casinge und Tubinge ist dem API-Standard ¹¹ zu entnehmen.

⁶Vgl. [12] API 5D (2002): *Specification for Drillpipe*

⁷Vgl. [15] API 7: *Specification for Rotary Drilling Equipment*

⁸Vgl. [17] API 7G: *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits*

⁹Vgl. [80] ISO/CD 10407-1 (2004): *Drilling and production equipment*

¹⁰Vgl. [2] Aadnoy, B. et al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

¹¹Vgl. [11] API 5CT (2005): *Specification for Casing and Tubing*

2.2 Belastungsarten

Ölfeldrohre und deren Verbindungen sind enormen Belastungen ausgesetzt. Die Anforderungen an die Festigkeitseigenschaften der Rohre und Verbindungen sind im Zuge der technischen Entwicklung und den daraus resultierenden anspruchsvolleren Einsatzgebieten immer weiter gestiegen. Wirksame Belastungen setzen sich je nach Einsatzgebiet und angestrebtem Zielhorizont aus unterschiedlichen Kombinationen folgender Einzellasten zusammen.

Axialbelastungen

Neben der Axialbelastung aus dem Verschraubmoment werden die Verbindungen durch Zugbeanspruchungen, hervorgerufen durch das Eigengewicht des Stranges, belastet. Druckbeanspruchungen können beispielsweise auftreten, wenn der Rohrstrang auf einem Packer abgesetzt wird oder wenn der Rohrstrang beim Einfahren plötzlich abgebremst wird. Ebenso können Längenänderungen infolge von Temperaturschwankungen hohe Axiallasten bewirken.

Druckbelastungen

Innendruck- bzw. Außendruckbelastungen werden durch den anstehenden Spülungsdruck beim Bohren, durch den Gebirgsdruck (z.B. durch drückende Salze), durch den Förderdruck bei der Inbetriebnahme der Bohrung sowie durch den vorherrschenden Lagerstättendruck hervorgerufen.

Drehmomentbelastungen

Drehmomentenbelastungen treten im Allgemeinen nur bei Bohrgestängen auf. Durch die Drehbewegung des Bohrstranges und das Verhalten des Meißels auf Bohrlochsohle (z.B. Stick-Slip-Effekt) können Schwingungen entstehen, die sich auf das Gestänge und die Verbindungen übertragen. Diese Schwingungen tragen in hohem Maße zum Verschleiß des Gestänges bei. Zu starke auftretende Drehmomente können zu einem „Twist Off“ des Bohrgestänges führen. Hierbei wird das zulässige Verschraubmoment der Verbindung überschritten, so dass es zu einem Nachschrauben und unter Umständen zu einer Überbeanspruchung der Verbindung im Bohrloch kommen kann. Bei Futter- und Steigrohrverbindungen ist hiermit nur in Ausnahmefällen zu rechnen (z.B. bei Casing-Drilling-Operationen, Rotation bei Zementationsarbeiten, Entriegelungen oder Losbrechen von Packern o.ä.).

Biegebelastungen

Biegebelastungen entstehen durch die Ablenkung des Bohrpfades (z.B. Extended-Reach-Operationen, Multilateral-Bohrungen, o.ä.). Horizontale Gebirgsverschiebungen (z.B. drückende Salze) können ebenfalls Auslenkungen des Stranges hervorrufen. Die induzierten Biegespannungen können bis an den Streckgrenzbereich des Werkstoffs herangehen bzw. diesen überschreiten.

Temperaturbelastungen

Mit zunehmender Teufe oder auf Grund spezieller Einsätze (z.B. Geothermie, Heißdampf-Fluten o.ä.) werden die Rohre und Verbindungen einer erhöhten Temperatur ausgesetzt. Diese erhöhten Temperaturen können durch den Einbauzustand (z.B. Zementierung, behinderte Wärmedehnung o.ä.) oder durch die Kombination von Werkstoffen mit unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten zu zusätzlichen Beanspruchungen in den Verbindungen führen.

Zusätzliche Einflussgrößen, die das Beanspruchungsverhalten von Rohrsträngen bzw. deren Verbindungen beeinflussen können, ergeben sich durch:

Korrosion: Abnahme der tragenden Querschnitte (z.B. durch das Fördermedium); Herabsetzung der Dauerfestigkeit des Werkstoffs;

Verschleiß: Verminderung der Tragfähigkeit infolge reduzierter tragender Querschnitte der Verbindungen durch Reibung und

Chemische Veränderungen: Herabsetzung der Dauerfestigkeit der Verbindungswerkstoffe durch aggressive Medien (z.B. wasserstoffinduzierte Spannungsrisskorrosion durch Anwesenheit von H_2S).

Die oben genannten Parameter können die Werkstoffeigenschaften und den Einsatzumfang der eingesetzten Rohre und Verbindungen schwächen, da sie die Spannungen für die Werkzeuge erhöhen. Ebenso können Veränderungen der Werkstoffdaten wie Streckgrenze und Zugfestigkeit sowie die Veränderung des Zeitstandverhaltens auftreten. Hierdurch wird die Belastbarkeit der Verbindung insgesamt herabgesetzt, da sich durch Kriech- und Relaxationseinflüsse der aufgebrachte Verspannungszustand durch die Verschraubung aufheben kann und das Dichtverhalten der Verbindungen direkt beeinflusst werden

kann.¹²

Die in diesem Kapitel beschriebenen Belastungen treten sowohl statisch (konstant) als auch dynamisch (wiederholend, schwellend oder schwingend) auf. Bei dynamischen Belastungen handelt es sich meist um Biegewechselbelastungen und Schwingungen, die durch die Bohrarbeiten induziert werden und enorme Anforderungen an die Festigkeit der Verbindungen stellen.

Das aufgebrauchte Verschraubmoment beeinflusst hierbei sowohl die Funktion wie auch die Festigkeit der OCTG-Verbindungen unter den oben genannten Belastungen.

2.3 Aufbau von Ölfeldrohrverbindungen

Gewindeverbindungen gehören zu den universellsten und am weitesten verbreiteten Verbindungselementen. Gegenüber anderen Verbindungsarten lassen sich die Bauteile zerstörungsfrei lösen und abermals verbinden. Laut VDI-Richtlinie 2230¹³ ist *eine Schraubenverbindung eine lösbare Verbindung von zwei oder mehreren Teilen durch eine oder mehrere Schrauben. Sie soll Kräfte sowie Momente zwischen den verbundenen Teilen bei eindeutiger Lagezuordnung übertragen. Die Verbindung ist so zu bemessen, dass sie den auftretenden Betriebskräften standhalten und die Funktion der entstandenen Verbindung erfüllen kann.* Schraubenverbindung bestehen aus einem mit Außengewinde versehenen Bolzen (Schraube) und einem Gegenstück mit entsprechendem Innengewinde (z.B. Mutter).¹⁴

Die Hauptfunktion einer Schraubenverbindung ist es, zwei oder mehrere Teile mittels Form- und Kraftschluss elastisch zu verspannen, so dass die wirkenden Betriebskräfte und Betriebsmomente zuverlässig aufgenommen werden können. Schraubenverbindungen können dabei sowohl Zug- als auch Druckkräfte aufnehmen.¹⁵ Durch die Verschraubung entsteht eine jederzeit lösbare Verbindung, die sich auf Grund der Reibung im Gewinde und in den Kopf- bzw. Mutterauflageflächen (Selbsthemmung) auch unter schwingenden oder stoßhaften Betriebsbelastungen nicht selbsttätig lösen kann.

OCTG-Gewindeverbindungen bestehen generell aus einem Gewinde und einer Dichtung (siehe Abbildung 2.1). Nur durch ein angepasstes Zusammenspiel dieser beiden Komponenten wird die Funktionsfähigkeit der Verbindung ermöglicht.

¹²Vgl. [2] Aadnoy, B. et al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

¹³Vgl. [141] VDI-Richtlinie 2230 (2003): *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*

¹⁴Vgl. [90] Künne, B. (2003): *Köhler/Rögnitz: Maschinenteile 1*

¹⁵Vgl. [146] Wiegand, H., et. al (2007): *Schraubenverbindungen: Grundlagen, Berechnungen, Eigenschaften, Handhabung*

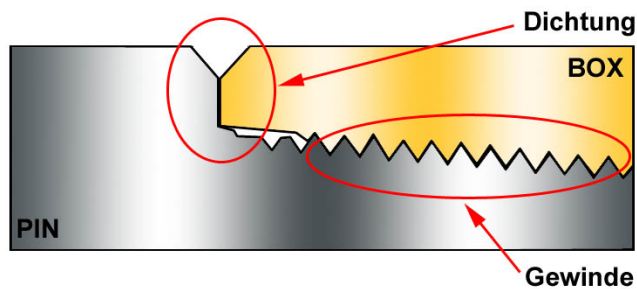


Abbildung 2.1: Ölfeldrohrverbindungen mit konischem Gewinde und Dichtelement am Beispiel eines Tool-Joints

Gewindeverbindungen werden in der Ölindustrie seit den ersten Tagen des Rotary-Bohrens eingesetzt. Diese Ölfeldrohrverbindungen sind die höchstbelasteten Bauteile des Gestänges, weshalb ihnen eine große Bedeutung zugemessen werden muss. Sie stellen eine Schwachstelle dar, da sie nicht nur die mechanische Integrität (Gewindebruch) sondern auch die Funktionalität (Dichtung) des Rohrstranges unter den im Bohrloch auftretenden Belastungen gewährleisten müssen. Dies gilt im Besonderen für gasdichte Premium-Verbindungen mit metallischem Dichtsitz.

Formen und Einsatzbereiche der Verbindungen haben sich im Laufe der Zeit stark verändert, da die Verbindungen an die Anforderungen der unterschiedlichen Einsatzgebiete angepasst wurden (z.B.: Flush-Joints für eine verbesserte Hydraulik; Gewinde zur schnelleren Verschraubung; unterschiedliche Arten von Metall-Metall-Dichtungen, um gegen höhere Drücke abzudichten; angepasste Schultern für eine erhöhte Drehmomentaufnahme; zusätzliche Dichtungen als Korrosionsschutz; u.v.m.).

Ölfeldrohrverbindungen können generell in Muffen- und Integralverbindungen eingeteilt werden.

Muffenverbindungen bestehen aus zwei mit Außengewinde versehenen Rohrenden (Pins). Diese werden mit einer beidseitig mit Innengewinde versehenen Doppelmuffe (Box) verschraubt, siehe Abbildung 2.2.



Abbildung 2.2: Muffenverbindung

Integralverbindungen bestehen aus einem mit Außengewinde (Pin) und einem mit Innengewinde (Box) versehenen Rohrende. Dadurch ist es möglich, die Rohre direkt miteinander zu verschrauben, siehe Abbildung 2.3.

Unterschiedliche Wanddicken an den Anschlussstellen der Verbindungen kompensieren



Abbildung 2.3: Integralverbindung

den durch das Schneiden der Gewinde resultierenden Verlust von Stahl. Die Formen der Rohrenden stellen so einen Kompromiss zwischen Verbindungsfestigkeit, Wanddicke und innerem bzw. äußerem Durchmesser sowie einer günstigen Gestaltung des hydraulischen Widerstands dar.

Die an die Verbindungen gestellten Festigkeitsansprüche stehen den Bestrebungen, die Verbindungen in Richtung eines geringeren hydraulischen Widerstands zu entwickeln, entgegen. Eine Verringerung des inneren oder äußeren hydraulischen Widerstands ist nur durch die Verringerung der Wanddicke möglich. Dies ist jedoch nur durch eine Festigkeitserhöhung des Verbindungswerkstoffes realisierbar. Nachteil dieser Lösung ist, dass die hochfesten Rohre empfindlicher gegen Kerbschlag sind und deshalb ihre Dauerfestigkeit sinkt.¹⁶

2.3.1 Gewinde

Die Grundform jedes Gewindes ist die Schraubenlinie.¹⁷ Sie entsteht durch das Aufwickeln einer Geraden mit dem Steigungswinkel α auf einem Zylinder mit dem Durchmesser d (Schraubenachse), dargestellt hier in Abbildung 2.4. Die Längsverschiebung bei einer Umdrehung entspricht der Gewindesteigung P .¹⁸

Aufgabe des Gewindes ist es, eine kraft- und formschlüssige Verbindung zwischen den Verbindungsteilen der Rohre (Pin und Box) herzustellen. Das Gewinde dient in erster Linie zur Kraftübertragung zwischen den verschraubten Rohren in axialer Richtung und soll auftretende Torsionsmomente (u.a. mithilfe der Schulter) sicher übertragen. Diese Aufgaben müssen auch unter den im Einsatz auftretenden Belastungen sichergestellt werden.

Ein Gewinde kann generell durch folgende wesentliche Grundgrößen charakterisiert werden:

Außendurchmesser (Nenndurchmesser) [d ; D]:

Der Außendurchmesser d des Bolzensgewindes (Pin) ist gleich dem Außendurchmesser D

¹⁶Vgl.[12] API 5D (2002): *Specification for Drillpipe*

¹⁷Vgl. [103] Matek, W., et. al (2000): *Roloff/Matek: Maschinenelemente*

¹⁸Vgl. [47] DIN Taschenbuch 45 (2006): *Gewinde*

¹⁹Vgl. [47] DIN Taschenbuch 45 (2006): *Gewinde*

²⁰Vgl. [47] DIN Taschenbuch 45 : *Gewinde*

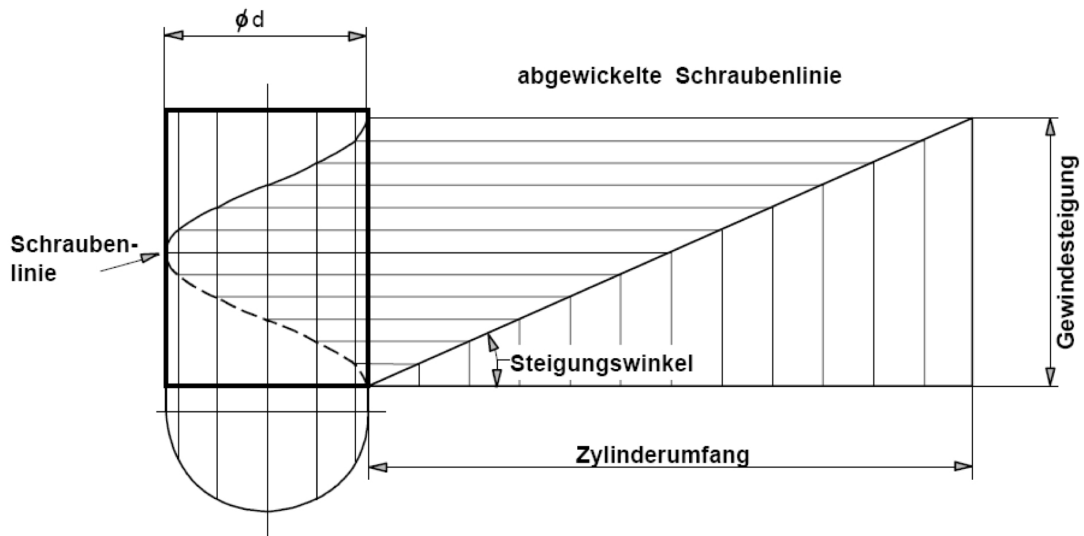


Abbildung 2.4: Schraubenlinie ¹⁹

des Muttergewindes.

Flankendurchmesser [d_2 ; D_2]:

Auf dem Flankendurchmesser d_2 des Bolzens bzw. D_2 der Mutter haben Gewinderille und Gewindezahn in Achsrichtung die gleiche Breite.

Kerndurchmesser [d_3 ; D_1]:

Mit dem Kerndurchmesser d_3 wird der Kernquerschnitt $A_S = \frac{\pi d_3^2}{4}$ berechnet.

Gewindesteigung [P]:

Die Gewindesteigung ist vom Verbindungstyp abhängig und kann im Allgemeinen als konstant angesehen werden. Für ein metrisches Gewinde ergibt sich die Gewindesteigung aus:

$$P = \pi \cdot d_2 \cdot \tan \alpha \quad (2.1)$$

Sie ist die Höhe bzw. Steigung die ein Gewindegang bei einer Umdrehung von 360° Grad vollzieht. In API-Normen wird meist die Steigung in Gang pro Zoll (TPI-Threads per Inch) anstatt in Millimetern angegeben. Für das Verschraubverhalten bedeutet eine große Gewindesteigung eine Verkürzung des Verschraubweges, da bei einem groben Gewinde eine vorgegebene axiale Verschiebung mit weniger Umdrehungen erreicht wird als bei einem feinen. Der Steigungswinkel beeinflusst ebenfalls die Reibkraft des Gewindes. Je kleiner die Steigung ist, desto größer ist die Selbsthemmung des Gewindes. Bei OCTG-Verbindungen werden fast ausschließlich eingängige Gewinde eingesetzt, um eine möglichst große Selbsthemmung des Gewindes zu erzielen. ²¹

²¹Vgl. [96] Lyons, W.T. (1996): *Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering*

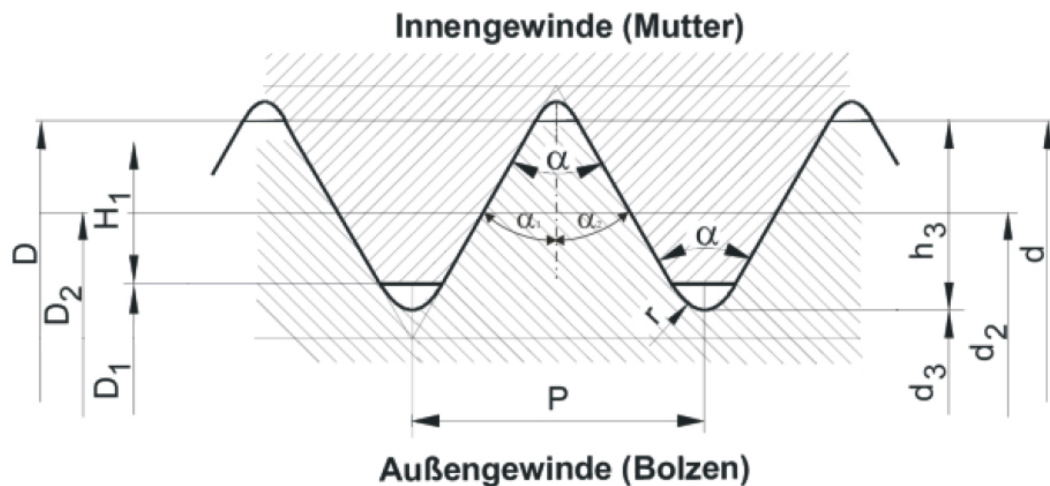


Abbildung 2.5: ISO-Gewindenennprofil ²⁰

Flankenwinkel [α]:

Die üblichen metrischen ISO-Gewinde (siehe Abbildung 2.5) haben einen Flankenwinkel von $\alpha = 60^\circ$. Für symmetrische Gewinde (wie das hier abgebildete) gilt für die Flankenwinkel $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}$. Es ergibt sich somit ein Teilflankenwinkel von 30° .

Gewindetiefe [h_3]:

h_3 ist die Höhe des theoretisch geschnittenen Dreieckprofils mit dem Flankenwinkel von $\alpha = 60^\circ$.

Gewindeüberdeckung [H_1]:

Die Flankenüberdeckung H_1 wird auch Gewindeüberdeckung oder Gewindetragtiefe genannt. Die Gewindeüberdeckung ist ein wesentlicher Einflussfaktor, der die Funktion der Gewindeverbindung beeinflusst. Sie entsteht durch ein Übermaß des Zapfengewindes gegenüber dem Muffengewinde. Nach dem Verschrauben von Muffe und Zapfen bewirkt die Gewindeüberdeckung durch die Haftreibung der anliegenden Gewindeflächen davor, dass sich die Verbindung durch Strangbewegungen ungewollt löst (Selbshemmung).

2.3.2 Gewindeprofile

Die gebräuchlichsten Zahnformen bei OCTG-Verbindungen sind die durch API genormte Rundgewinde und Buttress-Gewinde. Das API-Rundgewinde besitzt einen dreieckigen Zahnquerschnitt. Der Querschnitt des Buttress-Gewindes ist trapezförmig.

²²Vgl. [156] WIRTH Gruppe (2002): *Bohrtechnisches Handbuch*

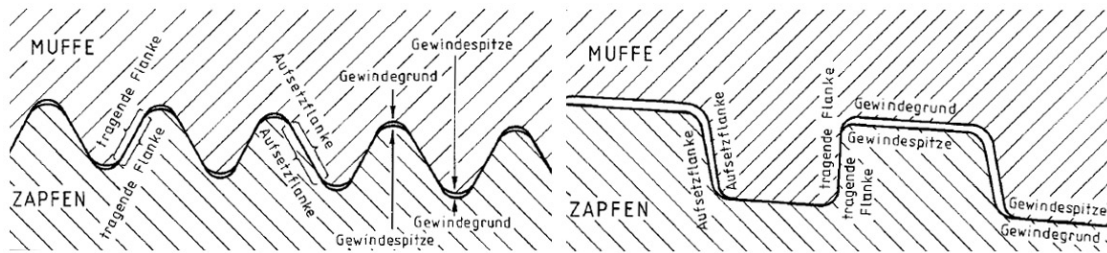


Abbildung 2.6: API Rundgewinde (l.); API Buttressgewinde (r.) ²²

Die bei Ölfeldrohren eingesetzten Ausführungen von Verbindungen sind meist konisch ausgelegt. Als Maß für die Konizität wird die Neigung der Flankenlinien bezeichnet. Es ist das Verhältnis von innerem (ID) zu äußerem (OD) Durchmesser. Bei Ölfeldverbindungen sind Kegelneigungen der Gewinde zwischen 1:6 und 1:16 üblich. ²³ Der Gewindekegel bestimmt die Länge des Gewindes und des Verschraubweges. ²⁴ Bohrgestänge mit ihrem stark konischen, mit Stoßschultern versehenen, groben Gewinde (4 bis 5 Gänge je Zoll) können so rasch und dicht zu einem Gestängestrang zusammengeschraubt werden. Das kegelige Gewinde bietet zusätzlich die Möglichkeit, durch ein Übermaß zwischen Muffen- und Zapfengewinde eine radiale Überdeckung zu erzeugen. Die Überdeckung ruft im Gewindegrund eine Flächenpressung hervor. Die daraus resultierende Normalkraft in radialer Richtung führt dazu, dass sich die Reibkraft erhöht und die Selbsthemmung des Gewindes somit vergrößert. Gleichzeitig wird durch die Überdeckung die Radialspannung im Gewinde erhöht.

Die Belastbarkeit einer Verbindung lässt sich durch die Wahl eines flachen Kegels nur geringfügig erhöhen, da nur im mittleren Teil des Gewindes eine Reduzierung der Beanspruchungen erreicht werden kann. Im Zusammenhang mit den durch Innen- bzw. Außendruck hervorgerufenen Tangentialspannungen in der Verbindung erscheint das zylindrische Gewinde gegenüber dem kegeligen günstiger. Andererseits hat eine geringe Konizität negativen Einfluss auf die Verschraubbarkeit von Verbindungen. So neigen zylindrische Verbindungen vermehrt zum Crossverschrauben. ²⁵

Die Gewinde sind als Presspassungssysteme mit Überdeckung ausgeführt. Dadurch wird verhindert, dass sich die Verbindung unkontrolliert löst sowie ermöglicht, dass die Drehmomente kontrolliert aufgenommen werden können. Viele Größen und Arten von Verbindungen sind untereinander austauschbar und werden in der Fachliteratur ²⁶ aufgelistet.

Gewindeprofile können ebenfalls anhand ihrer tragenden und nichttragenden Flanken-

²³Vgl. [153] Wazecha, D. (1991): *Bestimmung der optimalen Fettmenge für Verschraubungen von Premium-Verbindungen mit Hilfe des Fettschleuders der Firma Weatherford Oil Tool GmbH*

²⁴Vgl. [62] Grant Prideco (1998): *Rotary Shoulder Handbook*

²⁵Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

²⁶Vgl. [80] ISO/CD 10407-1 (2004): *Petroleum and natural gas industries - Drilling and production equipment*

winkel unterschieden werden. Es gibt viele Hersteller, die Kombinationen von tragendem und nicht tragendem Flankenwinkel aufweisen.

Die tragende Flanke eines Gewindeganges ist für die Kraftübertragung vom Pin auf die Box zuständig. Die Verspannung gegen eine Schulter erfolgt bei der Kraftverschraubung zwischen der Schulterfläche und der tragenden Gewindeflanke der schulternahen Gewindegänge. Die dadurch hervorgerufene Radialkraft verursacht eine Vergrößerung des Gewindespiels, was negative Auswirkungen auf die Gasdichtheit haben kann. Die Neigung der tragenden Zahnflanke (Lastflanke) beeinflusst hierbei das Abstreifverhalten der Verbindung. Je größer der Neigungswinkel der Lastflanke ist, desto eher besteht die Gefahr des Abstreifens. Für größere Belastungen werden Gewindeformen eingesetzt, die sich durch kleinere tragende Flankenwinkel auszeichnen (z.B. API-Buttressgewinde mit 3° tragendem und 10° nicht tragendem Flankenwinkel).

Für hochbelastete OCTG-Verbindungen werden heute fast ausschließlich Buttress- oder buttress-ähnliche Gewinde eingesetzt, da Buttress-Gewinde gegenüber Rundgewinden eine erheblich höhere Abstreif- und Abscherfestigkeit besitzen.²⁷ Bezüglich der Zugfestigkeit sind die Festigkeitswerte der normalen Verbindungsmuffen mit kurzem und langem Gewinde um 20% bis 25% niedriger als die des glatten Rohrkörpers. Demgegenüber nähern sich die Festigkeiten des standardisierten Sägezahn-Buttress Gewindes und die der Integraltypverbindung (ExtremeLine) dem Festigkeitswert der Rohrwand bzw. überschreitet dieselbe. Im Allgemeinen gilt, dass Casing- und Tubing-Verbindungen stärker sind als das Rohr, an dem sie angebracht sind.²⁸

Flankenwinkel, die ungleich Null sind, erzeugen so bei Zug- bzw. Druckbeanspruchungen eine radiale Kraftkomponente. Ein negativer Flankenwinkel bewirkt eine Aufweitung der Muffe und eine Einschnürung des Zapfens. Demgegenüber wirkt ein positiver Flankenwinkel der Formschlüssigkeit entgegen. Für gasdichte Verbindungen werden daher Gewindeprofile mit möglichst kleinen Flankenwinkeln bevorzugt.²⁹

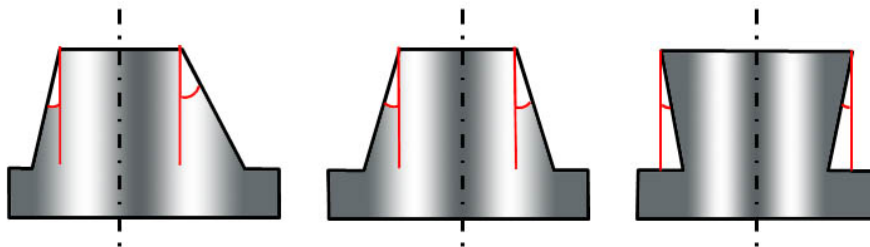


Abbildung 2.7: Unterschiedliche Ausführungen von Flankenwinkeln

²⁷Vgl. [62] Grant Prideco (1998): *Rotary Shoulder Handbook*

²⁸Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

²⁹Vgl. [129] Sager, J. (1985): *Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in schulternden, axial belasteten Gewindeverbindern*

Die Neigung der Führungsflanke beeinflusst in erster Linie das „Stabbing“, d. h. das Einführen des Zapfens in das Box-Gewinde beim Verschrauben. Je größer die Neigung der Führungsflanke ist, desto einfacher lässt sich der Zapfen in die Muffe einführen.

Bei dem auf Abbildung 2.7 rechts dargestellten Wedge-Thread-Gewinde handelt es sich um eine sogenannte integrale Gewindeverbindung. Dieses Gewinde zeichnet sich durch zwei negative Flankenwinkel aus und hat die Form eines Trapezes. Dadurch wird eine mechanisch formschlüssige Verbindung zwischen Muffe und Zapfen sowie eine hohe Abstreiffestigkeit erreicht. Um dieses Gewinde verschrauben zu können, müssen die Gewindesteigung und das Gewindeprofil kontinuierlich geändert werden. Die Gewinde von Muffe und Zapfen verhaken sich ineinander, ein Gleiten auf den tragenden Flanken führt nicht zur Trennung der Gewindeteile von Muffe und Zapfen.³⁰ Das Versagen solcher Verbindungen ist immer ein Bruch im kritischen Querschnitt des Zapfens bzw. der Muffe.

Der Vorteil dieser Gewindeform ist das Fehlen jeglicher radialer Separation unter Axialbelastung sowie eine Minimierung der Tangentialspannungsbelastung bei Muffe und Zapfen. Da nicht nur die Schultern zur Aufnahme des Verschraubmomentes zur Verfügung stehen, kann die Verbindung hohe Verschraubmomente und Biegebelastungen besser aufnehmen. Weiterhin werden Gewinde nach Verwendungszweck, Profil, Gangzahl und Gangrichtung (Drehrichtung) unterschieden.³¹

Eine Besonderheit stellen die in Abbildung 2.8 dargestellten Bohrgestängeverbindungen (RSC) dar. Bei Bohrgestängeverbindungen handelt es sich um Integralverbindungen die sogenannten Tool-Joints (TJ).

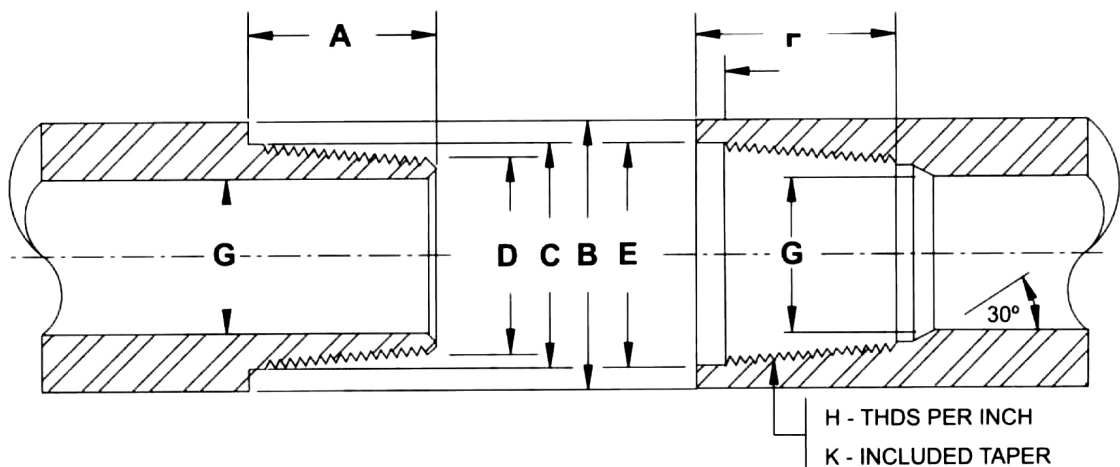


Abbildung 2.8: Beispiel einer Bohrgestängeverbindung³²

Das verbreitetste Gewinde für Bohrgestängeverbindungen (RSC) ist das symmetrische

³⁰Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

³¹Vgl. [94] Künne, B. (2003): *Köhler/Rögnitz: Maschinenteile 1*

³²Vgl. [22] Baker Oil Tools (2006): *Tech Facts - Engineering Handbook*

API-Rundgewinde mit 30° tragendem und nicht tragendem Flankenwinkel, einer Steigung von 4-5 Gang pro Zoll und einem Gewindekegel von 1:6. Dieses Gewinde ist sehr robust, leicht zu ver- und entschrauben und als API-Standardgewinde in den Formen NC (Numbered Connections), REG (Regular), FH (Full Hole), IF (Internal Flush), SH (Slim Hole), WO (Wide Open), XH (Extra Hole) und OH (Open Hole) im Gebrauch. Ohne die herstellerspezifischen Gewinde gibt es sieben unterschiedliche RSC und 9 Gewindeformen.³³

RSC-Verbindungen dichten nur auf der Außenschulter, die als Torsionsschulter das Moment vom Antrieb bis an das Bohrwerkzeug weiterleitet. Diese Schulterfläche ist sehr groß dimensioniert, damit hohe Torsionsmomente bei Bohroperationen sicher aufgenommen werden können. Neuere Entwicklungen von RSC-Verbindungen sowie Casing-Verbindungen für Spezialeinsätze (z.B. Casing Drilling) sehen eine zusätzliche Innenschulter (Sekundärschulter) für größere, extreme Torsionsbeanspruchungen vor.³⁴ Das maximal zulässige Torsionsmoment ist dabei um 40 % größer als bei vergleichbaren Verbindungen ohne Innenschulter.³⁵

Die mit Rotary-Gewinden versehenen Tool-Joints werden durch Reibschweißung mit dem Rohrkörper verbunden. Die Werkstoffschwächung durch den Schweißvorgang wird durch eine erhöhte Wanddicke zur Festigkeitserhöhung ausgeglichen. Da durch die Bohrarbeiten das Bohrgestänge einem hohem Verschleiß unterworfen ist, wird zur Verringerung des abrasiven Verschleißes der Verbindung an der Bohrlochwand während des Bohrens meist ein Wolframcarbit Hardfacing (Panzerung) auf die äußere Oberfläche der Verbindung aufgetragen.

Für die Dauerfestigkeit von Rotary-Gewinden ist die Gestaltung und die Oberflächenbeschaffenheit von Bedeutung. Die Einführung der Entlastungsnut bei Bohrgestängen und Schwerstangen (Stress Relief Groove / Boreback) wurde standardisiert. Unter API-Standards hergestellte Tool-Joints werden aus Chrom-Molybdän-Stahl gefertigt und haben die gleiche Streckgrenze wie das Rohr, an dem sie angebracht sind. API gibt entsprechende Tabellenwerte³⁶ für die unterschiedlichen Verbindungen an. Das Maximalmoment der Verbindung wird hierbei auf 80 % der Rohre gesetzt.³⁷ Unter reiner Zugbelastung ist die Bohrgestängeverbindung stärker als das Rohr.

Viele Größen und Arten von Verbindungen sind mit bestimmten anderen Größen und Arten von Verbindungen austauschbar. Wenn die Gewindeformen austauschbar sind, sind somit auch die Verbindungen austauschbar. Diese austauschbaren Verbindungen werden

³³Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

³⁴Vgl. [86] Kayode, A.E. (2008): *Analysis of Oil and Gas Connections Makeup Procedures Recommendation and Standards*

³⁵Vgl. [89] Koehler, H. (1992): *Statische Untersuchungen an Futterrohren, Steigrohren und Rohrverbindungen bei Biegebelastungen*

³⁶Vgl. [17] API 7G (1995): *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits*

³⁷Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

in der Fachliteratur ³⁸ aufgelistet. Der Einsatz von Aluminiumgestängerohren erschließt neue Möglichkeiten, da ihre geringere Masse beim Transport, bei Ein- und Ausbaizeit sowie in der Leistung zu erheblichen Einsparungen führt. Durch diese Rohre wird auch die Teufenkapazität der Bohranlage erweitert, jedoch nicht vollwertig, da diese auch weiterhin durch die Masse der Stahlfutterrohrtour begrenzt wird.

Detaillierte Informationen zu Festigkeiten und Austauschmöglichkeiten müssen im Einzelfall den entsprechenden Herstellerkatalogen entnommen werden.

2.3.3 Dichtungen

Ölfeldverbindungen müssen den Rohrrinnenraum gegen den Ringraum und/oder das Gebirge abdichten, um ein unkontrolliertes Entweichen des Fördermediums zu verhindern. Durch die Abdichtung soll ein gefahrloses Niederbringen der Bohrung und eine verlustlose Förderung sichergestellt werden. Je nach zu förderndem Medium (flüssig oder gasförmig), muss die Verbindung daher hydraulisch oder gasdicht sein.

Eine Dichtung kann durch verschiedene Maßnahmen erreicht werden, daher besitzen viele Verbindungen mehr als eine Dichtungsmethode. Je nach Ausführung der Verbindung kann der Dichtsitz außen-, innen oder mittig liegen. Man unterscheidet ebenfalls radiale (radiale Dichtung zwischen zwei konzentrischen Ringflächen) und axiale Dichtsitze (axiale Dichtung zwischen zwei Schultern)(Abbildung 2.9).

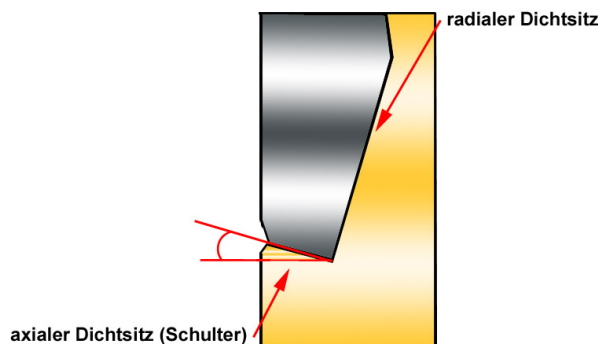


Abbildung 2.9: Radialer und axialer Dichtsitz

Folgend soll ein allgemeiner Überblick über unterschiedliche Dichtungskonzepte gegeben werden. Auf die Aufgaben und Funktionen der Dichtsitze und Schultern im Speziellen

³⁸Vgl. [80] ISO/CD 10407-1 (2004): *Petroleum and natural gas industries - Drilling and production equipment*

wird nachfolgend näher eingegangen.

API-Dichtung

Bei der API-Dichtung (Abbildung 2.10) handelt es sich um eine Gewindedichtung, die innerhalb des Gewindes durch das Zusammenpressen der Gewindeflanken bei anliegendem Verschraubmoment abdichtet. Durch die aufgebrachte Flächenpressung im Gewinde entsteht eine Art formschlüssige Labyrinthdichtung.

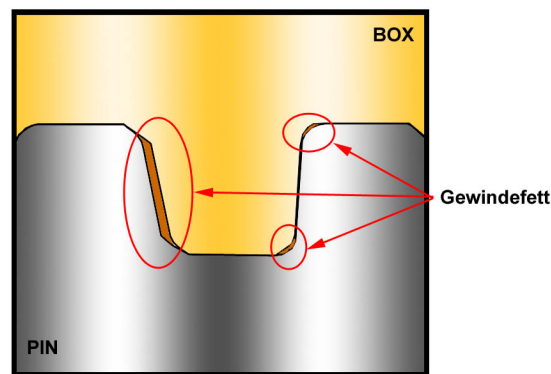


Abbildung 2.10: Beispiel einer API-Dichtung an einem Sägezahnengewinde

Diese Gewindedichtung dichtet mechanisch nicht vollständig ab. Um eine vollständige Gewindeabdichtung zu erreichen, sind spezielle Schmierstoffe erforderlich, die die noch freien Zwischenräume zwischen den Gewindeflanken schließen. Das eingesetzte Gewindefett füllt die verbleibenden Freiräume innerhalb der Gewindeflanken auf. Mit dieser Methode lassen sich Verbindungen hydraulisch gegen niedrige Drücke abdichten. Bei höheren Drücken ist meist nur eine temporäre Abdichtung zu gewährleisten.

Nichtmetallische-Dichtung

Undichtigkeiten der u.a. oben genannten API-Gewindedichtung führten zur Entwicklung von nichtmetallischen Dichtungen (Abbildung 2.11). Nichtmetallische Dichtungen bestehen aus einem elastischen (z.B. Teflon/Kunststoff) Dichtring, der im Gewinde oder an den Schultern der Verbindung eingebracht wird und zwischen Pin und Box abdichtet. Diese Dichtungen werden in speziell eingearbeitete Aussparungen der Box eingelegt.

Durch das Verschrauben der Verbindung schneidet das Gewinde eine Passung in dieses Dichtelement und presst es so zusammen, dass die Verbindung hydraulisch und in Gren-



Abbildung 2.11: Beispiel einer nichtmetallischen Dichtung

zen auch gasdicht abdichtet.³⁹ Der verwendete elastische Werkstoff hält in der Regel keinem hohen Druck und keinen hohen Temperaturen stand. Ebenso gestaltet sich die Montage (Einlegen des Dichtringes in den Verbindungen) sehr schwierig. Diese Art der Dichtung wird auf Grund der hohen Anfälligkeit gegen Beschädigungen meist nur als zusätzliche Dichtung eingesetzt. Sie soll das Eindringen von korrosiven Medien in den Verbindungen und somit eine Schädigung der evtl. zusätzlich vorhandenen metallischen Dichtung verhindern.

Metall-auf-Metall-Dichtungen (Premium-Verbindungen)

Die Abdichtung gegen gasförmige Medien stellt sehr hohe Ansprüche an die Verbindung und wird durch ein spezielles metallisches Dichtelement hergestellt. Das Gewinde von Premium-Verbindungen wird meist nicht als Dichtung eingesetzt. Das Gewindefett fungiert nur als Schmiermittel.

Prinzip der Metall-auf-Metall-Dichtung ist das Pressen einer radialen Dichtfläche gegen einen Dichtsitz an einer konstruktiv festgelegten Stelle. Das in die Verbindung eingeleitete Drehmoment wird in Anpressdruck umgewandelt. Das Anpressen der Dichtflächen wird durch eine Toleranz (Übermaß, Überdeckung) zwischen den Dichtsitzteilen von Muffe und Zapfen erreicht. Durch dieses Übermaß wird beim Verschrauben eine metallische Linien-dichtung (Reibpressung) erzeugt, welche die Verbindung gegen den anstehenden Druck des Mediums abdichtet. Die hohen Flächenpressungen am Dichtsitz erzeugen durch die Relativbewegungen große Reibkräfte. Bei sehr hohen Reibwerten kommt es zu erhöhten Temperaturen, die insbesondere bei hochfesten chromlegierten Stählen zum Kaltverschweißen der Dichtflächen führen können. Die Dichtflächen fressen und werden undicht (siehe Abbildung 2.12). Beides schließt eine Wiederverwendbarkeit der Verbindung aus.⁴⁰

Während der Verschraubung soll sich die Dichtlippe möglichst elastisch verhalten und lange ungehindert radial ausweichen können. Erst kurz vor dem Ende der Verschraubung soll sie in ihre Endstellung und in die hohe Überdeckung gezwungen werden. Das bedeutet, dass die Dichtlippe bei einer vorgegebenen Dichtkraft eine radiale Verschiebung

³⁹Vgl. [147] Thoms, J. (2004): *Verschraubarbeiten bei Futter- und Steigrohrtoren*

⁴⁰Vgl.[130] Sawitzki, M. (1987): *Untersuchungen der Reibungsverhältnisse beim Verschraubvorgang und Analyse der daraus resultierenden Beanspruchungen hochbelasteter Gewindeverbinder*

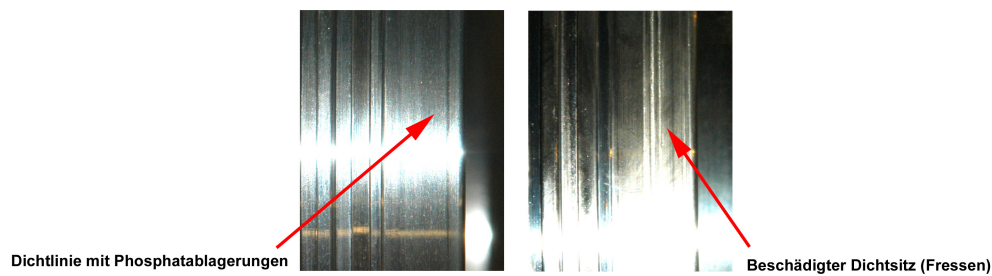


Abbildung 2.12: Beispiel eines metallischen Dichtsitzes auf einer Premium-Verbindung

ohne plastische Verformung ertragen muss. Die Dichtkraft und die radiale Verschiebung hängen dabei von der gewählten Überdeckung ab.

Wenn die Streckgrenze überschritten wird, kommt es zum plastischen Fließen des Werkstoffes am Dichtsitz. Dem Gas werden Wege eröffnet, welche die Verbindung undicht werden lässt. Um sicherzustellen, dass die Verbindungen wiederverwendet werden können, dürfen sie durch die Betriebsbelastungen nur elastisch verformt werden. Nur dann besitzen sie bei der Wiederverschraubung dieselbe definierte Geometrie.

Durch festere Werkstoffe lassen sich bei gleicher Belastung elastische Verformungen der Dichtlippe erreichen. Die höheren Werkstoffkosten und die in den meisten Fällen verringerte Korrosionsbeständigkeit der Werkstoffe sind die Hauptgründe, die diese Lösung verhindern. Aus diesem Grund wird die elastische Verformung meist durch konstruktive Maßnahmen erzielt.

2.3.4 Dichtsitze

Metallische Dichtsitze können verschiedenartige Konturen aufweisen (Abbildung 2.13). Bei diesen Dichtungen, dichtet eine gekrümmte Fläche gegen einen kegeligen oder zylindrischen Dichtsitz ab. Die bei der Verschraubung entstehende plastische Verformung kann hierbei in den Freiraum vor und hinter der Dichtungslinie abgegeben werden.

Die erzeugte Flächenpressung im Dichtsitz muss größer sein als der Druck des anstehenden Mediums. Aus diesem Grund wird im Belastungsfall eine möglichst hohe Flächenpressung angestrebt. Während der Innendruck, dem die Verbindung standhalten soll, die Untergrenze der Flächenpressung bestimmt, hängt die Obergrenze der Flächenpressung vom Werkstoffverhalten im Dichtsitz ab. Solange keine überhöhten Spannungen am Dichtsitz auftreten und somit die Streckgrenze nicht überschritten wird, ist die Verbindung als dicht anzusehen. Dies erfordert eine genau definierte Verschraubendposition, so dass die „optimale Pressung“ möglichst erst kurz vor dem Ende der Verschraubung

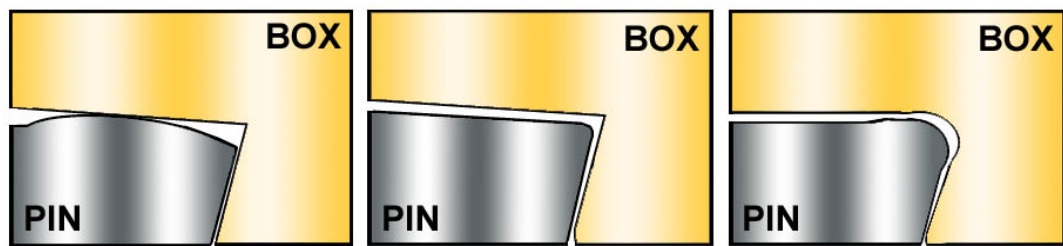


Abbildung 2.13: Konturen von radialen, metallischen Dichstutzen

erreicht wird.

Bei dieser Art von Dichtungen nimmt eine sogenannte Schulter ein zu großes Drehmoment auf und sorgt dadurch dafür, dass die Dichtung nicht mit zu viel Drehmoment (Overtorque) belastet wird und sich verformt bzw. beschädigt werden kann.

2.3.5 Schulter

Die Schulter einer Verbindung kann mehrere Aufgaben erfüllen. Sie ist der maximale Anschlag in der Verbindung (Verschraubbegrenzung) und übernimmt, zusammen mit dem Gewinde, die Aufgabe, die Kraftverschraubung zu ermöglichen. Sie soll Axialkräfte und Torsionsmomente übertragen und ein Nachverschrauben im Einsatz verhindern.

Die Ausprägung der Schulterform ist ebenfalls ein Parameter, der das Verhalten der Dichtlippe beeinflusst. Schultern können innerhalb der Verbindung, wie die oben erwähnten Dichstutzen, unterschiedlich positioniert werden (innen (auch Stoß genannt), mittig oder außen) und je nach Verbindungstyp (DP, CSG, TBG) unterschiedliche Formen (schräg, gerade) haben. Vorteil einer schräg ausgeführten Schulter ist die zusätzliche radiale Kraftkomponente, welche die Dichstutzenpressung unterstützt (siehe Abbildung 2.9). Durch die bei der Verschraubung aufgebrachte Druckkraft und die resultierende Flächenpressung im Dichstutzen wird die Dichtlippe radial nach innen verschoben. Schräge Schultern und der während des Einsatzes anstehende Innendruck wirken dieser Verschiebung entgegen, indem sie die Radialkräfte aufnehmen und den Abbau der Dichtkraft reduzieren. Dabei wird die Dichtlippe des Zapfens wegen des geringeren Querschnittes stärker nach außen verschoben als die Muffe. So wird durch den Innendruck die Flächenpressung im Dichstutzen gesteigert. Dieser Vorgang wird als „self-energizing“ des Dichstutzens bezeichnet. Wird die Flächenpressung im Dichstutzen geringer als der Innendruck, so verliert der Dichstutzen seine Wirksamkeit vollständig, und die Verbindung wird undicht.

Diese Art der Abdichtung erlaubt den Einsatz bei hohen Drücken und Temperaturen. Ein Nachteil dieser metallischen Dichtung ist die Anfälligkeit gegen korrosive Medien,

mechanische Beschädigungen sowie Verunreinigungen. Dieses Dichtungskonzept erfordert beim Schneiden der Gewinde und Dichtsitze sehr exakte Maschinen seitens des Herstellers sowie einer gewissen Sorgfalt im Feldeinsatz.

3 Reibung und Schmierstoffe

Gewindeverbindungen bilden mit dem Schmiermedium und der Umgebung ein kompliziertes tribologisches System. Um ein Verständnis für die Vorgänge in Gewindeverbindungen zu bekommen, wird im Folgenden ein kurzer Überblick über die tribologischen Grundlagen der Reibungs- und Schmierungstechnik gegeben, soweit wie dies für das Verständnis dieser Arbeit notwendig ist.

3.1 Definition der Reibung

Laut DIN 50 323-3 stellt Reibung *eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoßbereichen von Körpern dar*.¹ Reibung tritt als Reibungskraft oder Reibungsenergie in Erscheinung und wirkt einer Relativbewegung entgegen.² Reibung und der dazugehörige Verschleiß sind hierbei keine Eigenschaften eines einzelnen Körpers oder Stoffes, sondern abhängig vom tribologischen System. Es wird hierbei zwischen äußerer (sich berührende Stoffbereiche verschiedener Körper) und innerer (in Relativbewegung befindliche Stoffbereiche ein und desselben Körpers) Reibung unterschieden. Bei äußerer Reibung gehören die sich berührenden Stoffbereiche zu verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung zu dem gleichen Körper.

3.1.1 Reibungsarten und Reibungskoeffizienten

Reibung wird durch einen „Reibungskoeffizienten“ (μ), auch Reibungszahl genannt, gekennzeichnet. Er ist ein Maß für die Größe der wirkenden Reibkräfte zwischen zwei Festkörpern. Es wird zwischen dem Koeffizienten der statischen (Haftreibung) und dynamischen (Gleitreibung) Reibung unterschieden. Der statische Reibungskoeffizient beschreibt die Reibung nicht im Allgemeinen, sondern an der Schwelle der Bewegung.³

Statische Reibungskräfte entstehen, wenn Oberflächenunregelmäßigkeiten zweier Körper, die in Berührung stehen, ineinandergreifen. Es findet keine Relativbewegung statt. Die

¹DIN 50 323-3: *Tribologie: Reibung, Begriffe, Arten, Zustände, Kenngrößen*

²Vgl. [122] Popov, V.L. (2009): *Kontaktmechanik und Reibung*

³Vgl. [26] Beitz, W., et. al. (1997): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*

Reibungskräfte erhöhen sich bis zur Grenzkraft, bei deren Überschreiten eine Relativbewegung auftritt. Der statische Reibungskoeffizient (Haftreibung) ist im Allgemeinen höher als der Koeffizient der Gleitreibung. Die Ursache für dieses Phänomen liegt in dem zeitabhängigen Aufbau der Adhäsionskräfte in Ruhe und der Verringerung der Reibkräfte beim Losbrechen durch die Entstehung von Ultraschallwellen.⁴

Wenn Reibungskoeffizienten für Oberflächenpaarungen angegeben werden, werden sie im Allgemeinen auf den dynamischen Koeffizienten bezogen. Dies bedeutet, dass Haftreibung nur existiert, solange keine Relativbewegung zwischen zwei Körpern auftritt. Diese Situation tritt auf, wenn die Verschraubung oder Entschraubung von Gewindeverbindungen unmittelbar bevorsteht.⁵ Gleitreibung liegt vor, wenn die Geschwindigkeiten der Reibkörper in der Berührungsfläche nach Betrag und/oder Richtung verschieden sind.

Festkörperreibung entsteht bei dem Kontakt fester Körper. Für die Festkörperreibung gelten die von Amontons und Coulomb aufgestellten Reibungsgesetze. Coulomb ging von dem Ansatz aus, dass jeder Mikrokontakt einen elementaren Bewegungswiderstand darstellt. Er erkannte, dass die Reibungskraft proportional der Anzahl der Mikrokontakte und damit auch proportional der Normalkraft ist. Daraus resultieren für die Festkörperreibung die Reibungsgesetze nach Amontons-Coulomb (1699, 1785).

Unter Gleitreibung versteht man die Reibung bei translatorischer Bewegung von zwei Körpern. Für die trockene Reibung gilt das *Coulomb'sche Gesetz*.

1. Reibungsgesetz

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (3.1)$$

Die Reibungskraft F_R ist bei Festkörperreibung der Normalkraft F_N proportional, der Proportionalitätsfaktor μ wird als Reibungszahl bezeichnet.

2. Reibungsgesetz

$$F_R \neq f[A] \quad (3.2)$$

Die Reibungskraft ist unabhängig von der Größe der nominellen geometrischen Kontaktfläche.

3. Reibungsgesetz

$$F_R \neq f[u] \quad (3.3)$$

Die Reibungskraft ist unabhängig von der Relativgeschwindigkeit.

⁴Vgl. [122] Popov, V.L. (2009): *Kontaktmechanik und Reibung*

⁵Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

Weitere Gesetzmäßigkeiten der Festkörperreibung sind:

Die Haftreibungszahl μ_0 ist größer als die Gleitreibungszahl μ ($\mu_0 \geq \mu$).

Die Temperaturabhängigkeit von μ ist vernachlässigbar.

Nach heutigen Erkenntnissen treffen diese als Coulomb'schen Gesetze bekannten Regeln nicht generell zu, da die Reibungszahl von den auf das System einwirkenden Beanspruchungen abhängt.⁶

Es gilt:

$$\mu_G = f(F_N, F, \nu_G, T_B, O, \vartheta)^7 \quad (3.4)$$

3.1.2 Grundlagen der Schmierung

Unter Schmierung versteht man die Anwendung eines Schmierstoffs, um die Relativbewegung zweier Festkörper unter Schonung ihrer geometrischen Gestalt zu begünstigen. Der Grundgedanke der Schmierung bildet das Prinzip, eine bewegte Last über eine reibungs- und verschleißmindernde Schicht gleiten zu lassen. Der Stoff dieser Zwischenschicht ist der Schmierstoff. Er kann fest, plastisch, flüssig oder gasförmig sein. Ziel der Schmierung ist es, Reibung und Verschleiß zu vermindern. Die gezielte Anwendung eines solchen Stoffes nennt man Schmieren. Bei der Schmierung mit flüssigen Schmierstoffen bilden der Grundkörper, der Gegenkörper, der Schmierstoff und das Umgebungsmedium ein tribologisches System (Abbildung 3.1). In Abhängigkeit von der geometrischen Gestaltung und Anordnung der Kontaktpartner, ihrer Oberflächenrauheit, der Schmierstoffviskosität, der Geschwindigkeit und der Belastung werden unterschiedliche Reibungs- bzw. Schmierzustände durchlaufen, die mit der Stribeck-Kurve (Stribeck, 1902) beschrieben werden können (Abbildung 3.2).

Nachfolgend sollen hier die unterschiedlichen Reibungsarten kurz erläutert werden. Es ist zu beachten, dass die Haft- und Gleitreibungskoeffizienten μ_0 und μ_G nicht identisch sind, sondern für unterschiedliche Reibungsarten ermittelt werden müssen. Die Reibungsmechanismen der Festkörperreibung können in Adhäsion, Scherung, plastische Deformation, Furchung, elastische Hysterese und Dämpfung eingeteilt werden.⁸

⁶Vgl. [122] Popov, V.L. (2009): *Kontaktmechanik und Reibung*

⁷Siehe Nomenklatur

⁸Vgl. [63] Göttnner, G.H. (1962): *Einführung in die Schmiertechnik: Grundlagen, Zusammenhänge, An-*

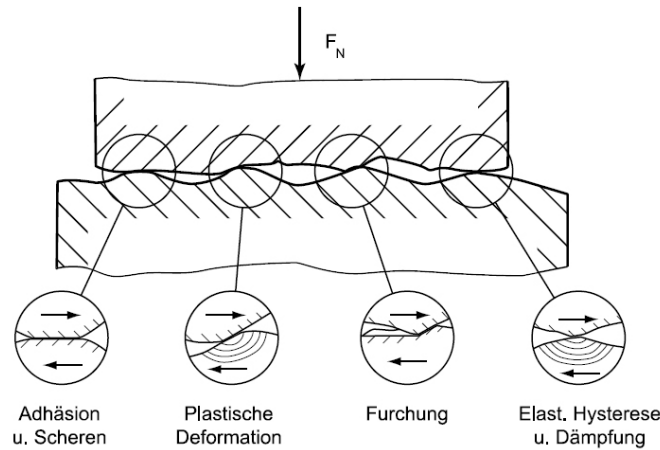


Abbildung 3.1: Grundlegende Festkörperreibungsmechanismen ⁹

Im Unterschied zur äußeren Reibung, bezeichnet die innere Reibung den Widerstand eines Körpers gegen eine Relativbewegung seiner inneren Volumenbestandteile. Von großer Bedeutung für die innere Reibung eines Fluids ist die Viskosität. Für eine große Anzahl von Anwendungen sind diese Annahmen gültig. Für einige komplexere Anwendungen, wie sie in Lagern und Gewindeverbindungen auftreten, sind diese Annahmen nicht ausreichend, um alle Fälle zu beschreiben. Viskositätsberechnungen lassen sich durch das Newtonsche Reibungsgesetz beschreiben. Allerdings unterliegen Schmierfette auf Grund ihrer Struktur nicht den Newtonschen Fließgesetzen. Das Newtonsche Fließgesetz ist bei den Schmierfetten also nicht anwendbar. ¹⁰

Die Stribeck-Kurve gibt den Reibungskoeffizienten (μ) als Funktion einer Parameterkombination aus Ölviskosität (η), Geschwindigkeit (v) und Pressung (p) wieder, wenn die Anordnung der Kontaktpartner die Bildung eines sich in Strömungsrichtung des Öls verengenden Spaltes zulässt. Mit steigender Schmierfilmdicke (h), die mit wachsenden Werten der genannten Parameterkombination zunimmt, werden folgende Reibungs- bzw. Schmierzustände durchlaufen:

Trockene Reibung : Festkörperreibung entsteht bei dem Kontakt fester Körper ohne die Anwesenheit eines Schmiermittels. Bei allen Reibungsvorgängen ungeschmierter Oberflächen wirken die entstehenden Abriebspartikel als Schmierstoff, sobald ihr Durchmesser durch die Reibungsvorgänge kleiner als der Schmierpalt wird.

wendungen

⁹Vgl. [30] Böge, A.(1995): *Technische Mechanik - Statik, Dynamik, Fluidmechanik, Festigkeitslehre*

¹⁰Vgl. [63] Göttner, G.H. (1962): *Einführung in die Schmiertechnik: Grundlagen, Zusammenhänge, Anwendungen*

¹¹Vgl.[54] Ebrahimi, A. (2008): *Tribologische Grundlagen der Schmierfette zum Einsatz in Gewindeverbindungen von Ölfeldrohren*

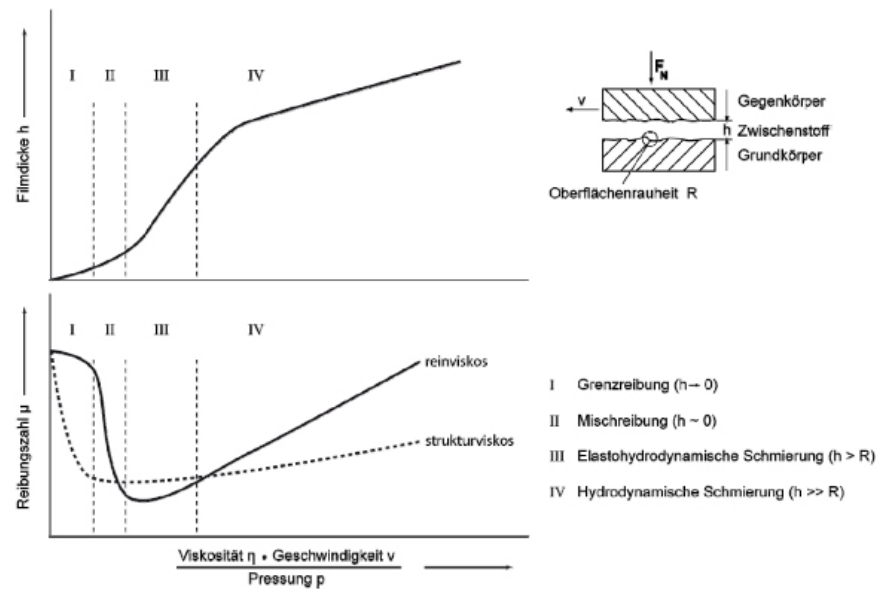


Abbildung 3.2: Stribeckkurve ¹¹

I. Grenzreibung: Zwischen den Kontaktkörpern sind bereits dünnste Adsorptionsschichten aus Schmierstoffmolekülen vorhanden, die die Reibung mindern und einen Fressverschleiß verhindern können. Metallische Oberflächen sind fast immer mit geschichteten Adsorptions- oder Reaktionsschichten belegt. Während des Reibungsvorgangs werden diese Schichten wegen ihrer niedrigen Scherfestigkeit ständig abgerieben und anschließend neugebildet. Dadurch schützen sie das Grundmetall vor zu starkem Verschleiß. Ebenfalls ist hier die Oberflächenvergütung zur Verbesserung des Gleitverhaltens durch das Aufbringen von z.B. metallischen oder nicht-metallischen Schichten zu nennen. Der Wirkungsmechanismus von festen Schmierstoffen ist noch nicht völlig geklärt. Ebenso können Festschmierstoffe andere wichtige Aufgaben von flüssigen Schmierstoffen nicht erfüllen (Abführen von Wärme, Abdichten von Schmierstellen, Verhinderung von Rostbildung). Typische Einsatzstellen sind: hohe Flächenpressungen mit niedrigen Gleitgeschwindigkeiten und sehr hohe oder tiefe Temperaturen.

II. Mischreibung: Die Kontaktkörper berühren sich punktuell, so dass sowohl Oberflächenschichtreibung als auch Flüssigkeitsreibung vorliegt. Die Anwesenheit geringer Mengen eines flüssigen Schmierstoffes an den Reibstellen verhindert in Teilbereichen die unmittelbare Berührung der Reibpartner. Solche geschmierten Stellen liegen räumlich neben Bereichen, in denen die Reibpartner nach wie vor aufeinander treffen. Wenn der Schmierstoff durch chemische oder physikalische Reaktionen auf den Metalloberflächen leicht scherbare Schichten bildet, werden Reibung und Verschleiß günstig beeinflusst. Die Mischreibung stellt eine Mischform von mindestens zwei Reibungszuständen dar, die

gleichzeitig nebeneinander auftreten. Damit umfasst sie den gesamten Bereich zwischen Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung.

Bei der Teilschmierung werden die Gleitflächen durch einen Flüssigkeitsfilm getrennt. Sie sind jedoch noch so nahe beieinander, dass sich einzelne Rauheitsspitzen berühren. Deshalb werden die Normalkräfte zwar überwiegend durch den hydrodynamischen Druck der Flüssigkeit, aber zum Teil auch unmittelbar von Gleitfläche zu Gleitfläche übertragen.

Der auftretende Verschleiß ist eine Folge der vielfachen elastischen und/oder plastischen Deformation der oberflächennahen Stoffbereiche von festen Reibkörpern. Die unmittelbaren Kontaktstellen bestimmen Reibungsverhalten und Verschleiß im Mischreibungsgebiet. Bei direkter Berührung in diesen Zonen können hohe Temperaturen auftreten, die gelegentlich zum Verschweißen oder zum Herausreißen von Teilen führen können.

III. Elastohydrodynamische Schmierung: Die elastohydrodynamische Schmierung ist eine Folge der elastischen Deformation der Kontaktpartner und der Zunahme der Ölviskosität mit steigendem Druck. Dieser Zustand tritt oft bei kontraformen Kontakten auf, da dort sehr hohe örtliche Pressungen zustande kommen. Bei diesem Reibungszustand tritt eine vollständige Trennung der Gleitflächen durch einen lasttragenden Flüssigkeitsfilm auf. Der Schmierfilm verhindert die mechanische Berührung der Oberflächen. Für strukturviskose Stoffe wie den Schmierfetten ergibt sich ein leicht abweichender Verlauf der Stribeck-Kurve.

IV. Hydrodynamische Schmierung: Beim Einsatz von Schmierfetten in Ölfeldrohren ist eine vollhydrodynamischen Schmierung nicht möglich, da die Schmierfilmdicke während des Verschraubvorgangs nicht viel größer als die Summe der maximalen Oberflächenrauheit der Reibungskontakte ist. Die vollhydrodynamische Schmierung ist wegen den hohen Flächenpressungen im Gewinde nicht möglich, stattdessen werden beim Verschrauben der geschmierten Gewindeverbindung die Bereiche Grenzreibung, Mischreibung und elastohydrodynamische Schmierung durchlaufen. Diese Reibungsgebiete können nicht geschlossen betrachtet werden. Es gibt jedoch zahlreiche numerische Lösungsansätze aus Versuchen und Simulationen.

Zu erkennen ist, dass das Mischreibungsgebiet schneller durchlaufen wird und im hydrodynamischen Gebiet die Reibungszahl mit der Parameterkombination aus Viskosität, Geschwindigkeit und Pressung langsamer ansteigt, weil bei niedrigen Drehzahlen der Fließwiderstand höher und bei hohen Drehzahlen kleiner ist als bei reinviskosen Stoffen.

Im Bereich der Grenzreibung liegt besonders hoher Verschleiß vor. Dieser nimmt im Bereich der Mischreibung und der elastohydrodynamischen Schmierung ab und ist bei vollhydrodynamischer Schmierung nicht mehr vorhanden. Die Ausbildung eines Schmier-

films mit ausreichender Filmdicke bewirkt, dass ein fortschreitender Werkstoffverlust aus den Oberflächen der Reibungspartner, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, vermindert wird. Der Verschleiß der Reibungspartner ist damit unvermeidbar, sollte jedoch auf ein Minimum reduziert werden.

3.2 Schmierstoffe (Gewindefette)

Gewindefette werden in jeder OCTG-Gewindeverbindung eingesetzt und erfüllen viele Aufgaben. Sie sind unverzichtbar für die Integrität der Verbindung. Neben den auftretenden hohen Drücken und Temperaturen unterliegen die Verbindungen während des Verschraubprozesses einem hohen Verschleiß- und Fressrisiko. Daher werden die Gewinde komplizierten Oberflächenbehandlungen unterzogen und Fette mit hohem Anteil metallischer Feststoffe zur Schmierung von Gewindeverbindungen verwendet. Der Einsatz und richtige Gebrauch eines geeigneten Gewindefettes ist eine wesentliche Größe, um eine Verbindung vor Schaden und vorzeitigem Verschleiß zu schützen. Die Funktion und der Leistungsumfang der eingesetzten Gewindefette werden von deren Zusammensetzung bestimmt. Daher wurden Schmierfette entwickelt, die den speziellen Anforderungen der Einsatzgebiete genügen.

Die Bedeutung der Gewindefette ist lange Zeit vernachlässigt worden. Eine geeignete Schmierfettauswahl kann die Integrität von Gewindeverbindungen deutlich erhöhen und helfen, die Wirtschaftlichkeit und Sicherheit von Bohrungen zu optimieren. Ein Schaden, verursacht durch ungeeignetes oder falsch aufgetragenes Gewindefett, kann zu Problemen und hohen Ausfallzeiten führen. Die im Vergleich relativ geringen Kosten der Gewindefette stehen hierbei den Kosten für eine beschädigte Verbindung gegenüber. Die Relevanz von Schmierfetten wird unter dem Aspekt deutlich, dass über 50% aller Gewindebrüche ihre Ursache in der Undichtheit der Gewindeverbindung haben.¹²

3.2.1 Aufgaben

Primäraufgabe von Gewindefetten ist es, die Integrität der in Kontakt stehenden Verbindungsoberflächen (Gewinde und Schulter) zu schützen. Sie reduzieren die Festkörperreibung und beugen einem „Fressverschleiß“ vor. Schäden durch adhäsiven und abrasiven Verschleiß (Fressen) an den sich relativ zueinander bewegend belasteten Oberflächen sollen während der Verschraubung und des nachfolgenden Einsatzes vermieden werden. Dies erfolgt durch eine Trennung der direkt in Berührung stehenden Bauteile, mit Hilfe

¹²Vgl.[121] Petersen, M. (2006): *The application and assignment of thread compounds in drilling operations*

von Schmierung der Oberflächen. So kann die Wiederverwendung der Verbindung gewährleistet werden und ein Fressen der Verbindung durch ein Abreißen des Schmierfilms unterbunden werden.¹³

Entsprechend ISO 13678 sind die allgemeinen Leistungsanforderungen an die Schmiermittel:

- Verhinderung des Metall-Metall-Kontaktes
- Herstellung einer Dichtung (Füllmaterial)
- Sicherstellung von beständigen Reibungseigenschaften
- Bindung von geringen Mengen an Schmutz
- Verhinderung von Korrosionsvorgängen
- Sicherstellung einer einfachen Entschraubung
- Widerstandsfähigkeit gegen Stöße und Vibrationen
- Rückstandlose Entfernbarkeit von Gewinde und Schulter
- Temperaturbeständig der Dichtungsfunktion
- Geringe Konsistenzänderung unter mechanischer und chemischer Belastung
- Beständigkeit gegen thermische Belastung
- Sicherstellung der Schmierung zwischen Pin und Box
- Vermeidung von adhäsiver Abnutzung (Fressen der Verbindung)
- zuverlässiger und vorhersagbarer Wert für Reibungskoeffizienten

Um die geforderten Aufgaben erfüllen zu können, müssen Gewindefette bestimmte Fähigkeiten aufweisen. Im Gegensatz zu früheren, einfach aufgebauten Gewindefetten, sind heutige, moderne Fette in vielfältigen Werkstoffkombinationen erhältlich, die mit Hilfe von unterschiedlichen Additiven (z.B. Korrosionsschutz) an die speziellen Einsatzbedingungen anpasst werden und so die Lebensdauer der Verbindung erhöhen können.

Temperaturbeständigkeit Schmierfette durchlaufen in ihrem Einsatz in Gewindeverbindungen weite Temperaturbereiche, dabei sollen sie über ausreichende Fließeigenschaften (Pourpoint) bei der unteren Schmierfettgebrauchstemperatur aufweisen. Da bei hohen Temperaturen die Oxidationsstabilität eine kritische Größe darstellt, wird von den Schmierfetten ebenfalls eine hohe Stabilität gegen Oxidation gefordert. Hochtemperaturfette müssen Metalle mit hohem Schmelzpunkt aufweisen. In Geothermalbohrungen (bei über 500°C) sollten daher nach Möglichkeit Hochtemperaturfette mit Kupferpartikeln verwendet werden.

¹³Vgl.[40] Czichos, H. (1978): *Tribology: A systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear*

Konstanter Reibungswert Um eine kontrollierte Verschraubung zu gewährleisten, ist ein konstanter Reibungswert anzustreben. Die Schmierfette sollen das Gleitverhalten der Dichtflächen verbessern.

Physikalische und Chemische Stabilität im Einsatz und unter Lagerbedingungen Schmierfette müssen mit anderen Werkstoffen (z.B. Dichtungselastomeren) verträglich sein und dürfen keine ungewollten chemischen Reaktionen erzeugen. Da Schmierfette beim Bohrvorgang häufig in den Bohrstrang geraten, ist ebenfalls ein inertes Verhalten gegenüber der Bohrspülung anzustreben. Die eingesetzten Partikel sollten weicher sein als der Verbindungswerkstoff, um eine Beschädigung der Oberflächen zu verhindern.

Umweltschutz Eine Verringerung der Umweltbelastung beim Einsatz von Schmierfetten ist ebenfalls ein Kriterium und kann auf vielfältige Weise erreicht werden. Vor allem im empfindlichen Offshore-Bereich sollen umweltfreundliche Schmierfette eingesetzt werden. Die Entwicklung dieser Schmierfette ist Stand gegenwärtiger Triboforschung. Ebenfalls soll hier der Einsatz von „Dopeless-Verbindungen“ erwähnt werden. Mit ihrer Hilfe soll auf ein extern aufgebrachtes Gewindefett völlig verzichtet werden.^{14 15}

3.2.2 Zusammensetzung

Schmierfette sind feste bis halbflüssige Stoffe, die durch Dispersion eines Eindickungsmittels in einem flüssigen Schmierstoff entstehen. Andere Zusatzstoffe, die besondere Eigenschaften verleihen, dürfen enthalten sein. Charakteristisch beim Einsatz von Ölfeldschmierfetten ist die Zugabe von fein pulverisierten (metallischen) Feststoffpartikeln zur Anpassung an die vorherrschenden Bedingungen. Dieser physikalisch-chemische Aufbau der Schmierfette begründet deren vorteilhafte Eigenschaften. Schmierfette sind kolloidale Dispersionen, d.h. Suspensionen einer festen Phase in einer flüssigen Phase. Die meisten Gewindefette bestehen aus fein verteilten, leicht deformierbaren metallischen und nicht-metallischen Partikeln in einer Fett-Matrix als Träger.

Grundfett Grundöl und Verdicker bilden das sogenannte Grundfett und damit die Basis der Schmierfette. Das Grundöl stellt die Hauptkomponente des Schmierfettes dar und bestimmt dessen Gebrauchseigenschaften. Es besteht entweder aus Mineral- oder Synthesölen. Die meisten Verdicker sind Metall- oder Nichtmetall-Seifen mit einem Zusatz von anorganischen Mineralien. Das Grundfett trägt und verteilt die Feststoffpartikel über die

¹⁴Vgl.[159] Yildirim, A. (1988): *Eigenschaften und Aufbau von Gewindefetten*

¹⁵Vgl. [71] Hessemüller, D. (1993): *Untersuchungen zum Verschraubverhalten von Gestängeverbindungen unter Verwendung verschiedener umweltfreundlicher Fette*

Oberflächen der Verbindung und sorgt für die Anhaftung und Korrosionsbeständigkeit. Ebenso schmiert es bei geringen Oberflächenpressungen.

Zusatzpartikel Bei der Verschraubung von Gewindeverbindungen in Ölfeldrohren treten hauptsächlich Misch- und Grenzreibung auf. In diesem Reibungszustand liegen ein hoher Reibungswert und Verschleiß vor. Außerdem kann es zu schweren Beschädigungen der Metalloberflächen durch Kaltverschweißung kommen. Den Schmierstoffadditiven fällt die Aufgabe zu, den Metallkontakt zu verhindern, um den Verschleiß zu minimieren, Fressen der Verbindung zu verhindern und das Lasttragevermögen des Fettes zu erhöhen. Die meisten Gewindefette enthalten eine Mischung von Metallpartikeln und anderen Komponenten, um weite Einsatzbereiche (Belastung und Temperatur) abdecken zu können. Zusatzstoffe in Gewindefetten werden in Pulverform beigefügt. Die am häufigsten verwendeten Feststoffe sind Kupfer, Blei und Zink. Ebenso können Aluminium, Eisen, Nickel, Zinn etc. eingesetzt werden. Ihr Einsatz ist aus Kostengründen und auf Grund von chemischen Reaktionen oder aus anderen technischen Gründen größtenteils eingestellt worden.

Die Feststoffe Kupfer, Blei und Zink werden in unterschiedlichen Reinheiten, Partikelgrößen und Verteilungen zugesetzt. Sie sind relativ duktil und lassen sich unter Druckwirkung verbinden und verfestigen. Sie sind die stärksten Bestandteile des Fettes und werden unter hohen Lasten und auf Grund der hohen Schmelzpunkte bei hohen Temperaturen eingesetzt. Neben metallischen Partikeln werden auch nichtmetallische Partikel eingesetzt (z.B. Teflon, Molybdendisulfit, Graphit, Bleioxid, Glimmer etc.). Nichtmetallische Feststoffe sind nicht so hart und duktil wie die metallischen und lassen sich meist nicht verfestigen. Diese Werkstoffe dienen als Festschmierstoff bei mittleren Pressungen und geringen Temperaturen. In Abbildung 3.3 ist das Drehmoment in Abhängigkeit des Drehwinkels für verschiedene Werkstoffe dargestellt. Aus dem Diagramm ist zu entnehmen, dass Werkstoffe mit einer geringeren Steigung eine reibungsreduzierende Wirkung besitzen. Werkstoffkennlinien mit einer größeren Steigung erhöhen den Reibungswert.¹⁶

Blei als Zusatzstoff war weit verbreitet, aber die Gefahren durch Blei und die Umweltauflagen haben die Verwendung in Gewindefetten eingeschränkt. Es ist extrem reaktions schwach und wird in Fetten mit Oxiden, Sulfiten oder Sulfaten überzogen. Dies verhindert chemische Reaktionen, da diese Coatings sich nicht lösen und sich nicht wegwischen lassen. Auch bei hohen Temperaturen ist die Reaktion von Blei minimal.

Zink und Kupfer sind höher reaktiv. Zink oxidiert mit Spülung bei Temperaturen über 180°C. Desweiteren reagieren Zink und Kupfer mit Sauerstoff, Chloriden, Sulfaten und Sulfiden. Sie sorgen dafür, dass das Fett in der Spülung gelöst werden kann. Dies führt

¹⁶Vgl.[159] Yildirim, A. (1988): *Eigenschaften und Aufbau von Gewindefetten*

¹⁷Vgl.[54] Ebrahimi, A. (2008): *Tribologische Grundlagen der Schmierfette zum Einsatz in Gewindeverbindungen von Ölfeldrohren*

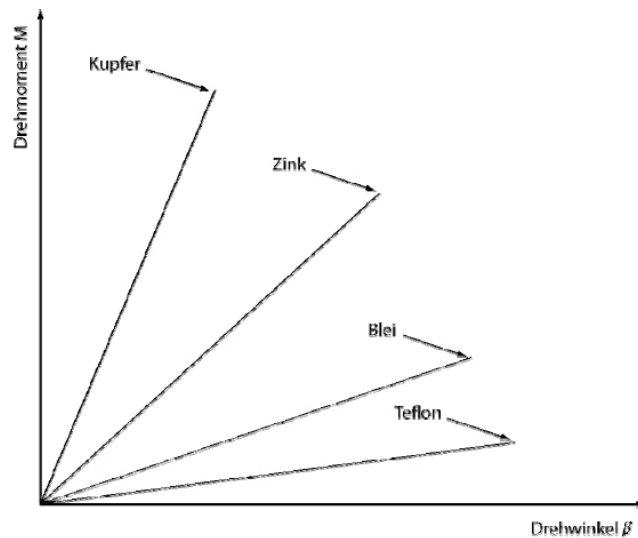


Abbildung 3.3: Werkstoffkennlinien im Verschraubdiagramm ¹⁷

zu unkontrollierten Nachverschraubungen im Bohrloch. Deshalb enthalten diese Fette viele Inhibitoren, Teflon, Kupferflocken, Grafit und einige Schwefelfette, die den COF verringern sollen. Metalloxide und Silikate erhöhen den COF.

3.2.3 Oberflächenbehandlung

Oberflächen von festen Körpern sind stets rau. Aus diesem Grund berühren sich zwei feste Körper nicht auf der gesamten Auflagefläche (scheinbare Berührungsfläche), sondern nur an bestimmten Rauheitsspitzen (Abbildung 3.1).

Da tribologische Beanspruchungen primär in den Oberflächenbereichen von Werkstoffen wirksam sind, kommt der Anwendung von Oberflächenbehandlungen eine bedeutende Rolle zu. In Gewindeverbindungen werden sowohl durch eine Oberflächenbehandlung als auch durch den Einsatz von Schmierstoffen Reibung und Verschleiß reduziert. Neben dem Einsatz von speziellen Gewindefetten ist die Oberflächenbehandlung von Gewinden eine weitere Möglichkeit, dem Verschleiß oder gestiegenen Umweltauflagen vorzubeugen. Einige Oberflächen neigen eher zum Fressen als andere. Das Fressen wird von weichen Metallen / Oberflächen mit gleichartiger Zusammensetzung begünstigt. Da bei OTCG-Verbindungen Härte und Zusammensetzung der Werkstoffe sehr ähnlich sind, sind diese Verbindungen sehr fressanfällig. Aus diesem Grund wird meist eine Oberfläche mit einer Schutzschicht überzogen (Coating / Phosphatierung).

Eine Möglichkeit, dem Fressen zu begegnen ist es, die Reibungsflächen mit einem dünnen Fettfilm zu versehen, wodurch die Reibungswerte gemindert werden (Schmierung). Eine

andere Möglichkeit besteht in der Oberflächenbehandlung. Die Oberflächenbehandlung der Reibungspartner stellt hierbei eine sinnvolle Ergänzung zum Schmierfetteinsatz dar. Die Oberflächenbehandlung kann z.B. mittels elektrolytischer Beschichtungen (Kupfer, Zinn und Zink) erfolgen. Diese metallischen Schichten erhöhen die Schmierwirkung, verringern den Verschleiß und bieten einen Schutz gegen Korrosion.

In der Erdöl- und Erdgasindustrie wird hauptsächlich die Oberflächen-Phosphatierung angewandt. Bei der Phosphatierung werden schwerlösliche Metallphosphatschichten auf der Oberfläche des Werkstoffs erzeugt. Dies erfolgt durch eine chemische Reaktion der metallischen Oberfläche mit wässrigen Phosphat-Lösungen. Neben der Reib- und Verschleißminderung bewirkt die Phosphatierung ein besseres Haftvermögen sowie eine Schutzwirkung gegen Korrosion. Die Metallphosphatschicht ist fest in der Metalloberfläche verankert, jedoch besitzt diese zahlreiche Hohlräume und Kapillare. Darauf fußt das hohe Haft- und Aufsaugvermögen der phosphatierten Werkstoffe. Durch die Phosphatierung besitzt der Werkstoff also nicht nur gute Adhäsionseigenschaften sondern auch ein gewisses Speichervermögen in der porösen Struktur des Werkstoffs.

3.2.4 Testmethoden

Eine verlässliche Verbindung zwischen zwei Gewinden hängt von der Qualität der Verschraubung ab, die erheblich durch die Eigenschaften des verwendeten Gewindefettes beeinflusst wird. Auf Grund der Vielzahl der auf dem Markt befindlichen und verwendeten Gewindefette sind Standards entwickelt worden, um die Eigenschaften der Fette zu bestimmen und zu beschreiben.

Die Gewindefetthersteller sind angehalten, die Reibungseigenschaften ihrer Produkte unter den anliegenden Einsatzbedingungen zu testen, zu definieren und zu veröffentlichen. Für diese Testmethoden gibt es keinen einheitlichen Standard, sondern Minimalanforderungen, die von dem zu testenden Fett erfüllt werden müssen. Im Zeitraum zwischen 1957 und 1993 wurden 11 Versuchsaufbauten zum Testen von Gewindefetten eingereicht, die von der Industrie (Hersteller und Anwender) nicht akzeptiert wurden. Die exakte Bestimmung der Reibungskoeffizienten ist eine komplizierte Aufgabe, mit der sich der Maschinenbau seit Jahrzehnten beschäftigt. Auf Grund der Vielzahl von Variablen und äußeren Einflussgrößen gestaltet sich die Aufgabe sehr schwierig.

Was für spezielle Untersuchungen im Labor gilt, kann im Einsatz im Feld ganz anders aussehen. Die Gewindereibungszahl μ_G ist vom jeweiligen Bearbeitungsverfahren und den anliegenden Prozessparametern abhängig und kann nur experimentell bestimmt werden.¹⁸ Aufgabe von Gewindefetten ist es u.a., einen wiederholbaren Reibungskoeffizienten zwischen Pin und Box für die Verschraubung sicherzustellen.

¹⁸Vgl.[122] Popov, V.L. (2009): *Kontaktmechanik und Reibung*

Fettspezifische Tests

Für die Untersuchungen werden unterschiedliche Tests aufgeführt, um bestimmte Gewindefettparameter zu untersuchen. Bei diesen Untersuchungen handelt es sich sowohl um die Ermittlung von fettspezifischen Werten als auch um anwendungsorientierte Tests.¹⁹ Bei diesen Tests handelt es sich u.a. um:

Dropping-Point-Test (Tropfpunktmessung) Viskositätsmessungen (Erweichen und Fließen) unter Temperatureinfluss. Bestimmung der maximalen Temperatur für den Einsatz der Fette auf Grund von Ölabscheidungen und Verflüssigung. (Minimum 138°C / ISO 2176)

Evaporation (Verdampfung) & Oil Separation Test Indikator für die physikalische und chemische Stabilität bei erhöhten Temperaturen (100°C statisch)

Penetration-Test Konsistenzmessung, um den Auftrag und die Verteilung des Fettes auf das Gewinde sicherzustellen

Application-Test Auftrag des Fettes bei unterschiedlichen Temperaturen

Water-Leaching-Test Löslichkeit und Abwaschbarkeit der Fette durch Spülung

Lagerfähigkeit Die physikalische Homogenität des Gewindefettes muss über einen langen Zeitraum erhalten bleiben, da es durch eine Trennung der Bestandteile beim Auftragen des Fettes auf die Verbindung zu Ungleichmäßigkeiten und somit zu einem ungenügenden Auftrag des Fettes kommen kann. Dies kann die Qualität der Verschraubung herabsetzen und zu einem Versagen führen. Die chemische und physikalische Stabilität der Gewindefette ist größtenteils zeit- und temperaturabhängig. Es darf nicht zu chemischen Reaktionen innerhalb des Fettes kommen.

¹⁹Vgl.[7] API 5A3 (2003): *Recommended Practice on Thread Compounds for Casing, Tubing and Line Pipe*

3.2.5 API Small- & Full-Scale-Testing

In der API RP 5A3 werden Empfehlungen zu Herstellung, Test und Auswahl von Gewindefetten für Casing-, Tubing- und Linepipe-Verbindungen gegeben. Diese gelten für API Round-Thread, Buttress- und firmenspezifische (Premium-) Verbindungen. Alle verwendeten Gewindefette sollten frei von Verunreinigungen (Wasser, Späne, Spülung) und homogen (Separation durch Hitze und Kälte) sein. Je nach eingesetztem Fett muss das Drehmoment angepasst werden. Detaillierte Informationen sind der API RP7G zu entnehmen. Das Verschraubverhalten des Gewindefettes wird durch einen Reibungstest bestimmt. Im Test werden Ver- und Entschraubungen der geschmierten Gewindeverbindung durchgeführt. Ziel des Tests ist es, aus dem Verschraubdiagramm ein charakteristisches Verhalten des Fettes zu bestimmen. API RP 7A1 definiert einen standardisierten Test für die Messung von Gewindefett-Reibungsfaktoren für RSC-Verbindungen. Bei diesen Small-Scale-Tests werden zylindrische Gewinde verwendet. Sie schließen das Gewindefett nicht ein und erlauben eine geringe Schmierfilmdicke. Die Untersuchungen von Gewindefetten finden unter Raumtemperatur statt, obwohl die meisten Fette bei erhöhten Temperaturen eingesetzt werden. Die Einsatztemperatur der Fette liegt allerdings weit unter dem Schmelzpunkt der enthaltenen Metalle.

Ebenso werden durch die API Full-Scale-Tests (FST - ISO 13679) für Verbindungen und eingesetzte Fette definiert. Der FST ist die einzige Methode, um eine Verbindung zu qualifizieren. Es werden Tests mit realen Verbindungen durchgeführt, um die Fress- und Dichtungseigenschaften der Verbindungen zu untersuchen. Hierbei wird der reale Einsatz der Verbindung simuliert. Auf Grund der Fertigungstoleranzen und des Werkstoffverhaltens sind diese realen Tests unabdingbar. Nur mit realen Prüfkörpern und der „Try & Error Methode“ ist eine einigermaßen realistische Aussage über das Verhalten der Verbindungen möglich.

3.3 Verhalten des Gewindefettes während des Verschraubvorgangs

Das Verschraubverhalten von OCTG-Verbindungen wird entscheidend von der Schmierfettauswahl beeinflusst. Die aus Pin und Box bestehende Gewindeverbindung bildet beim Verschraubvorgang mit dem Schmiermittel ein komplexes tribologisches System. Vor der Verschraubung werden Pin und Muffe der Verbindung gefettet. Durch die sich bei der Verschraubung nähernden Verbindungsoberflächen wird das eingebrachte Gewindefett verdrängt und verteilt sich im Gewinde und auf der Schulter. Die im Fett enthaltenen Feststoffpartikel füllen die verbleibenden Freiräume (Toleranzen) der Verbindung auf. Festschmierstoffe als Additive werden nur unter ausreichendem Druck wirksam. Erst dann bilden sie durch Anlagerung auf der Reiboberfläche einen Verschleißschutzfilm. Wird die

Verbindung angezogen, so sorgt die Kompression des Fettes dafür, dass die eingeschlossene Luft und der flüssige Schmierstoff (Öl) zwischen den (Metallpulver-) Partikeln verdrängt wird. Reibung und Verschleiß werden durch die Ölabscheidung aus dem Grundfett gesenkt. Das aufgebrachte Verschraubmoment muss groß genug sein, damit die in den Zwischenräumen zurückbleibende (Metall-)Partikel kompaktiert werden können. Für die Kompaktion sind die Festigkeitseigenschaften der Feststoffpartikel entscheidend. Sie verformen sich linsenförmig und schaffen so durch Verbindung eine solide Metalldichtung. Nach Abschluss der Verschraubung sind die Oberflächen durch die von den Partikeln geformte Metalldichtung voneinander getrennt.

Bei ungenügendem Verschraubmoment entstehen Freiräume zwischen den Partikeln, durch die Gase oder Fluide migrieren können. Diese unter Druck stehenden Medien können das Fett aus dem Gewindebereich und der Schulter verdrängen. Hierdurch kann es zu Undichtigkeiten und Beschädigungen der Verbindung kommen (Washout). Ebenso kann dies zum Nachverschrauben im Einsatz und bei dem folgenden Entschraubvorgang zum Fressen (Kaltverschweißen) der Verbindung führen.

Für die anschließende Entschraubung der Verbindung ist es notwendig, Sollbruchstellen in der soliden Metalldichtung vorzusehen. Bei der Entschraubung soll die vorher geformte Metalldichtung in kleine Stückchen brechen, damit sie sich leicht von den Oberflächen entfernen lässt und nicht die Verbindung verlegt. Ebenfalls würden Restbestände von kompaktiertem Gewindefett die Charakteristik der nächsten Verschraubung beeinflussen.

Abbildung 3.4 zeigt das Verhalten von Feststoffadditiven beim Verschraubvorgang. Ist die Belastung durch die Normalkraft F_N gering, entsteht die Reibung im Grundfett, während die Metalladditive keinen merklichen Widerstand entwickeln. Die Metalladditive schwimmen im viskos strömenden Grundfett. Wird die Normalkraft erhöht, nähern sich die Metallpartikel an und beeinflussen die Reibung. Es kommt zur Ausbildung einer Festkörperschicht. Steigert man die Normalkraft, verformen sich die Metalladditive plastisch und die Reibung hängt von der Normalkraft und den tribologischen Eigenschaften der Metalladditive ab.²¹

Die bei der Verschraubung von Gewindeverbindungen eingesetzten Schmierfette besitzen einen Anteil an Metallpulver von 30% bis 60%. Dies verdeutlicht die Anpassung der Schmierfettzusammensetzung an die extremen Bedingungen in Bohrungen.

²⁰Vgl.[54] Ebrahimi, A. (2008): *Tribologische Grundlagen der Schmierfette zum Einsatz in Gewindeverbindungen von Ölfeldrohren*

²¹Vgl.[141] Teodoriu, C., McDonald, H., Bollfrass, C. (2007): *Friction Considerations in Rotary shouldered threaded connections*

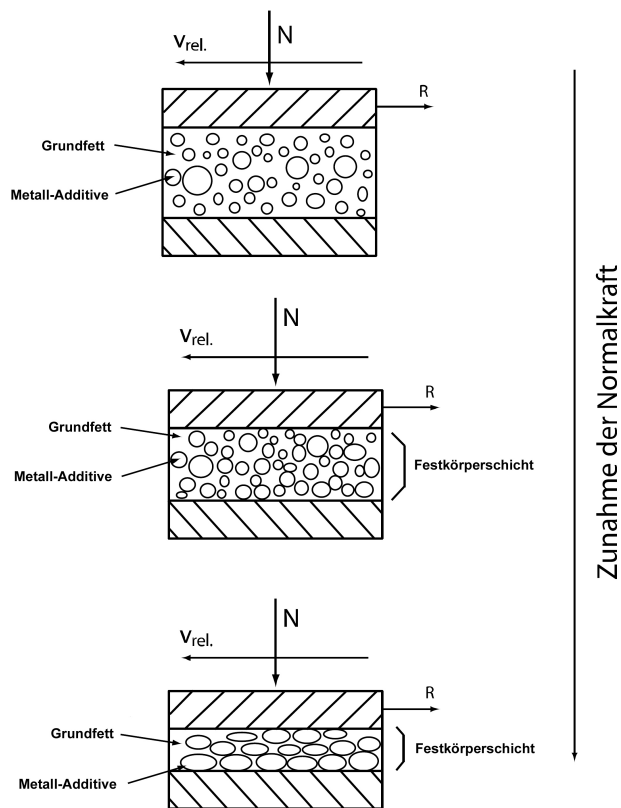


Abbildung 3.4: Aktivierung des Gewindefettes ²⁰

Besonderheiten von Premium-Verbindungen

Eine Besonderheit stellen die vorher erwähnten Premium-Verbindungen dar. Durch Einsatz eines ungeeigneten Fettes oder durch eine zu große Fettmenge kann es zu einer Undichtigkeit bei Premium-Verbindungen kommen. Das eingesetzte Fett behindert hierbei die eigentliche metallische Dichtung. Bei der metallischen Dichtung in Premium-Verbindungen ist das Fett zur Dichtung nicht notwendig, da hier die Vorspannung des Metall-Metall-Kontakts die Dichtwirkung erzielt. Entgegen früheren Ausprägungen gasdichter Gewindeverbindungen mit geringen Freiräumen im Gewinde werden heute größere Freiräume bevorzugt. Größere Gewindefreiräume erlauben ein Ausfließen des Fettes beim Verschraubvorgang und verhindern so Fettüberdrücke und Beschädigungen (Verformungen) durch in der Verbindung eingeschlossenes Fett.

4 Verschraubmomentberechnung von Ölfeldrohrverbindungen

Alle in Kapitel 2 vorgestellten Dichtungsmethoden für Ölfeldverbindungen beruhen auf einer Kraftverschraubung der Verbindung mit angepasstem Drehmoment zur Aktivierung der Dichtung. Erst durch eine Abstimmung und das Zusammenspiel der einzelnen Verbindungskomponenten (Gewinde, Dichtsitz und Gewindefett) wird die Integrität und somit die Funktion der Verbindung ermöglicht. Nur auf diese Weise kann die Verbindung hohen Axiallasten, hohen Drücken, hohen Temperaturen und starker Korrosion standhalten sowie gegen Flüssigkeiten und/oder Gase zuverlässig abdichten.

Mit zunehmenden Teufen und höheren Lasten steigen auch die Anforderungen an Ölfeldverbindungen. Die bisherigen Berechnungsmethoden und Richtlinien scheinen unter Berücksichtigung entsprechender Sicherheitsfaktoren für den heutigen Betrieb noch auszureichen. Um unter Betrachtung der auch in Zukunft weiter steigenden Anforderungen einen sicheren und wirtschaftlichen Betrieb zu gewährleisten, ist es notwendig, diese Berechnungsmethoden weiterzuentwickeln. Dies wird immer wahrscheinlicher, da eine steigende Anzahl an Bohrungen unter immer extremeren Konditionen abgeteuft wird. Die verwendeten Gestänge und Verbindungen müssen unter den vorherrschenden Bedingungen sicher abdichten. Dies gilt im Besonderen für gasdichte Tubing- oder Casingverbindungen mit metallischem Dichtsitz (Premium-Verbindungen).¹

Genauere Analysen der mechanisch induzierten Spannungszustände, die innerhalb einer Verbindung vorherrschen, können durch analytische oder numerische Methoden durchgeführt werden (z.B. FEM, DMS-Messungen).²

Wie zusätzliche Belastungen (axiale Zugbelastungen, Innendruck usw.) das Vorspannungsverhalten von Premium-Joints beeinflussen und wie Verschraubmomente bei bestimmten Betriebsbedingungen ermittelt werden können, wurde am ITE bereits frühzeitig untersucht.³ Zusätzlich zu den mechanischen Belastungsgrößen wurde auch der Einfluss des Schmiermittels bzw. des Reibungsfaktors auf die Höhe des Verschraubmomentes und der dadurch entstehenden Beanspruchungen (bei API-Rundgewindemuffen)

¹Vgl. [5] ALLIQUANDER (1986): *Das moderne Rotarybohren* (S.99)

²Vgl. [61] Gigowski, T.G. (1993): *Simulationsmodell zur Berechnung von Ölfeldrohrverbindern*

³Vgl. [129] Sager, J. (1985): *Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in schulternden, axial belasteten Gewindeverbindern*

untersucht.⁴

4.1 Schraubenberechnung nach VDI

Die Grundlagen der Schraubenberechnung sind in der Fachliteratur⁵ sehr umfangreich beschrieben. Nachfolgend wird die Verschraubung im Allgemeinen wiedergegeben. Auf eventuell wirksame Vorspannkraftverluste durch Setzungserscheinungen (Einebnung der Oberflächenrauigkeiten beim Verschraubvorgang) und Kriechen auf Grund von Temperaturveränderungen wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen.

Eine Schraubenverbindung wird im Allgemeinen durch Drehen der Mutter oder des Schraubenkopfes angezogen. Beim Verschrauben wird hierbei die Kraftübersetzung des Gewindes genutzt, indem ein Anziehdrehmoment (M_A) in eine Längskraft (Vorspannkraft F_v) umgewandelt wird. Der Leistungsumfang der Schraubenverbindung wird wesentlich durch die aufgebrachte Vorspannung bestimmt, da die Bauteile gegeneinander verspannt werden und im Gewinde ein Reibschluss (Selbsthemmung) erzeugt wird. Beim Verschrauben pressen sich die Gänge des Außen- und Innengewindes mit ihren Flanken aufeinander und es entsteht Reibung. Die Gewindeflanken und die Kopf- bzw. Mutterauflageflächen unterliegen hierbei Gleitreibungskräften mit hohen Flächenpressungen. Die mit der Vorspannung F_v steigenden Momentanteile von Gewinde und Kopf- bzw. Mutterauflagefläche müssen bei der Verschraubung vom Anziehdrehmoment überwunden werden.

Aus den Gleichgewichtsbedingungen für die schiefe Ebene kann der Zusammenhang zwischen der Vorspannkraft und dem in dem Gewinde wirkenden Torsionsmoment (Anziehmoment) hergeleitet werden.

$$M_A = M_{GS} + M_{GR} + M_{SR} \quad (4.1)$$

Das zur Vorspannkrafterzeugung notwendige Anziehdrehmoment (M_A) setzt sich aus den Momentanteilen von Gewindesteigungsmoment (M_{GS}), Gewindereibungsmoment (M_{GR}) und Schulterreibungsmoment (M_{SR}) zusammen. Das Gewindesteigungsmoment (M_{GS}) erzeugt hierbei die Vorspannkraft in der Schraube. Das Schulterreibungsmoment (M_{SR}) ist von Größe und Form der Gewindegewinde abhängig. Im elastischen Verformungsbereich besteht zwischen dem Anziehmoment und der Vorspannkraft ein linearer Zusammenhang, und kann mit

⁴Vgl. [130] Sawitzki, M. (1987): *Untersuchungen der Reibungsverhältnisse beim Verschraubvorgang und Analyse der daraus resultierenden Beanspruchungen hochbelasteter Gewindeverbinder*

⁵Vgl. [103] Matek, W., et. al. (2000): *Roloff/Matek - Maschinenelemente*

$$M_A = F_{Mzul.} \cdot \left(\frac{1}{2\pi} \cdot P + \frac{1}{2 \cdot \frac{\alpha}{2}} \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{km}}{2} \cdot \mu_S \right) \quad (4.2)$$

ermittelt werden.

Für Schraubenverbindungen mit metrischem ISO-Gewinde ($\alpha = 60^\circ$) gilt nach VDI: ⁶.

$$M_A = F_{Mzul.} \cdot \left(0,159 \cdot P + 0,587 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{km}}{2} \cdot \mu_S \right) \quad (4.3)$$

Bei der Verschraubung wird die Schraube auf Grund der Vorspannung gelängt. Diese Vorspannung ist notwendig, um die zu verbindenden Bauteile zusammenzuhalten. Die in den Formeln angegebene Höhe der Reibungszahlen μ_G und μ_S wird bei der Berechnung hierbei meist gleichgesetzt.

Der größte Teil des bei der Verschraubung erzeugten Anziehmoments muss bei den meisten Anziehverfahren aufgebracht werden, um die Reibung in Gewinde und Kopf- bzw. Mutternaufgabe zu überwinden und ist somit für die Erzeugung der Vorspannung nicht nutzbar (Abbildung 4.1).

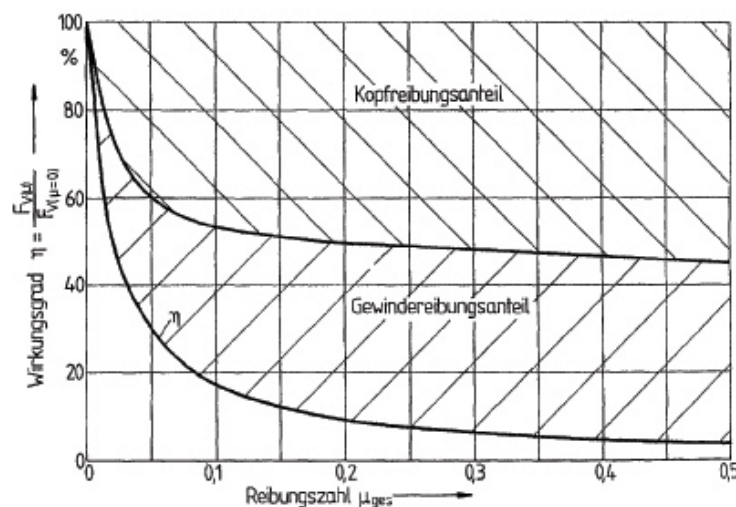


Abbildung 4.1: Wirkungsgrad und Reibungsanteil einer Schraubenverbindung ⁷

⁶Vgl. [150] VDI-Richtlinie 2230 (2003): *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*

⁷Vgl. [155] Wiegand, H., et. al.(2007): *Schraubenverbindungen - Grundlagen, Berechnungen, Eigenschaften, Handhabung*

Laut Wiegand ⁸ wird hierfür bei Reibungszahlen im Bereich $\mu = 0,08$ bis $0,16$ (bei hochfesten geschmierten Schraubenverbindungen) ca. 80 - 90% des Anziehdrehmoments verbraucht.

Beim Anziehen wird infolge der Gewindesteigungs- und Gewindereibungsmomente M_{GR} und M_{GS} zusätzlich eine Torsionsspannung τ_M hervorgerufen. Während der Anteil der aus der Gewindesteigung herrührenden Torsionsspannung bei reibungsfreiem Gewinde ($\mu_G = 0$) nur etwa 10% im Vergleich zur axialen Vorspannung (σ_M) ausmacht, beträgt er bei einer Gewindereibungszahl ($\mu_G = 0,17$) bereits schon etwa 50%, und bei ($\mu_G = 0,37$) erreicht er sogar die Größe der Zugspannung. Das bedeutet, dass Schrauben mit hohen Gewindereibungszahlen bei vorgegebenem Ausnutzungsgrad in Bezug auf die Gesamtspannung (zum Beispiel 90% der Werkstoffstreckgrenze) nicht annähernd so hoch vorgespannt werden können wie Schrauben mit niedrigen Gewindereibungszahlen.

Anziehverfahren für Schraubenverbindungen

Aufwendige Berechnungs- und Fertigungsmethoden bleiben wirkungslos, wenn eine Schraubenverbindung infolge unsachgemäßer Montage entweder zu hoch oder zu niedrig vorgespannt wird. Vor diesem Hintergrund kommt dem Anziehvorgang hinsichtlich der Funktionstüchtigkeit eine besondere Bedeutung zu.

Die Genauigkeit der erzielten Montagevorspannkraft hängt von den Reibungsverhältnissen in den sich relativ zueinander bewegenden Oberflächen (Schmierzustand, Oberflächenfeingestalt, Werkstoffpaarung, Oberflächenbeschichtung), der geometrischen Form der Verbindung (Gewindeform, -toleranzen und -steigung, Schulterform der Verbindung), dem Montageverfahren und der Genauigkeit der Montageeinrichtung ab. ⁹ Fehler beim Abschätzen der Reibungszahlen, Streuungen der Reibungszahlen, unterschiedliche Anziehverfahren sowie Geräte-, Bedienungs- und Ablesefehler führen zu einer mehr oder weniger großen Streuung der Montagevorspannkraft.

Das Anziehen kann durch eine Vielzahl unterschiedlicher Verfahren erfolgen. Generell können Gewindeverbindungen streckgrenzengesteuert, drehmomentgesteuert oder drehwinkelgesteuert angezogen werden.

Im Folgenden soll die drehmomentgesteuerte Verschraubung anhand eines idealisierten Verschraubdiagramms für OCTG Verbindungen erklärt werden.

Die Verschraubung von Gewindeverbindungen erfolgt durch Verspannen der konischen

⁸Vgl. [155] Wiegand, H., et. al.(2007): *Schraubenverbindungen - Grundlagen, Berechnungen, Eigenschaften, Handhabung*

⁹Vgl. [150] VDI-Richtlinie 2230 (2003): *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*

Gewindeteile Muffe und Zapfen gegeneinander und durch Verspannung gegen eine Schulter.¹⁰ Das Verschraubverhalten von Gewindeverbindungen kann mit einem sogenannten idealisierten Verschraubdiagramm verdeutlicht werden. In diesem Diagramm wird das Verschraubmoment über dem Drehwinkel aufgezeichnet.¹¹ Das in Abbildung 4.2 dargestellte Verschraubdiagramm zeigt einen idealisierten Verschraubvorgang einer schulternen Casing-Verbindung.

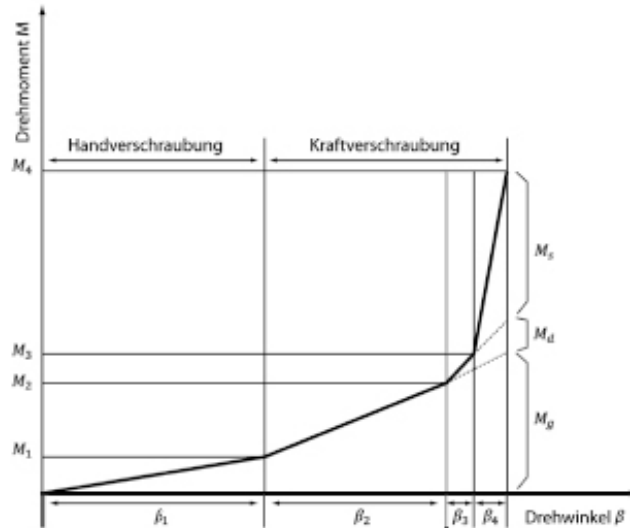


Abbildung 4.2: Idealisiertes Verschraubdiagramm für Futter- und Steigrohre¹²

Der Anstieg des Verschraubmoments auf den Wert M_1 mit dazugehörigem Drehwinkel β_1 wird als Handverschraubung bezeichnet.¹³ Auf Grund des geringen Moments besitzt das Verschraubmoment in diesem Bereich eine geringe Steigung. Bei der Handverschraubung berühren sich gerade die Gewindekegel von Muffe und Zapfen. Die Schultern liegen noch nicht an.

Durch die Kraftverschraubung und das dadurch hervorgerufenen weitere Verschrauben des Zapfenkegels in den Muffenkegel werden beide Gewindeteile gegeneinander verspannt. Dies führt zu einer elastischen Aufweitung der Muffe und einem elastischen Einschnüren des Zapfens.¹⁴

¹⁰Vgl. [90] Knoll, P. (1986): *Auswertung von Verschraubdiagrammen und der Untersuchung zur Ermittlung der temporären Dichtwirkung von Schmiermitteln an gasdichten Gewindeverbindern*

¹¹Vgl. [71] Hessemüller, D. (1993): *Untersuchungen zum Verschraubverhalten von Gestängeverbindungen unter Verwendung verschiedener umweltfreundlicher Fette*

¹²Vgl. [130] Sawitzki, M. (1987): *Untersuchungen der Reibungsverhältnisse beim Verschraubvorgang und Analyse der daraus resultierenden Beanspruchungen hochbelasteter Gewindeverbinder*

¹³Vgl. [91] Koithan, T. (1985): *Prüfung und Bewertung gasdichter Gewindeverbindungen*

¹⁴Vgl. [90] Knoll, P. (1986): *Auswertung von Verschraubdiagrammen und der Untersuchung zur Ermittlung der temporären Dichtwirkung von Schmiermitteln an gasdichten Gewindeverbindern*

Der Anstieg des Drehmoments M_1 auf das Drehmoment M_2 wird als Gewindeüberdeckungsmoment bezeichnet. Der weitere Anstieg des Drehmoments M_2 auf den Wert M_3 ist auf das erforderliche Moment zur Dichtsitzüberdeckung zurückzuführen.

Beide Momente basieren auf dem Einfluss der Dichtflächen, welche in diesem Fall als idealisiert, homogen betrachtet werden können. Bis sich die Schultern von Zapfen und Muffe berühren, wirken Radial- und Tangentialspannungen. Das Anliegen der Schultern ist im Verschraubdiagramm durch den deutlichen Knick des Drehmomentverlaufes beim Drehmoment M_3 veranschaulicht. Ab diesem Knickpunkt tritt an der Gewindeverbindung eine Stauchung oder Dehnung von Zapfen und Muffe auf, je nachdem, ob es sich um eine Innen- oder Außenschulter handelt. Bei einer Innenschulter sind also eine Stauchung des Zapfens und eine Dehnung der Muffe zu beobachten.¹⁵

Mit dem Erreichen des Maximalmoments M_4 wird die erforderliche Vorspannkraft erzeugt. Diese bestimmt grundlegend die Funktionsfähigkeit der Gewindeverbindung. Eine zu große Vorspannkraft führt durch Überbeanspruchung zum direkten Versagen.

Damit sich die Schulterverbindung nicht löst, ist es notwendig, dass das Verschraubmoment eine Vorspannung in der Verbindung erzeugt, welche die Zugbelastung durch das Eigengewicht des Strangs übersteigt. Die Vorspannkraft wird von den Reibungsverhältnissen (Schmierungszustand, Oberflächengestalt, Werkstoffpaarung, Oberflächenbeschichtung), der Gewindegeometrie (Gewindeform, Gewindetoleranz, Gewindesteigung, Federsteifigkeit) und dem Anzugsverfahren beeinflusst.¹⁶

4.2 Verschraubmomentberechnung nach API (Farr)

Die 1957 von A.P. Farr veröffentlichte Formel¹⁷ dient seit ca. 50 Jahren als theoretische Grundlage für die Berechnung des Verschraubmoments von OCTG-Verbindungen und wird in der Literatur oft als „Screw-Jack-Formel“ oder „Farr’sche Formel“ bezeichnet.

Farr ermittelte durch eine Vielzahl experimenteller Ermüdungsversuche das kritische (minimale) Verschraubmoment für eine OCTG-Verbindung. Dieses minimale Verschraubmoment ist dadurch gekennzeichnet, dass sich die Stoßschultern der Gewindeverbindung infolge der Vorspannkraft bei den im Bohrloch vorherrschenden, laufend wiederholenden Beanspruchungen nicht voneinander trennen oder bleibende Formänderungen verursachen. Die Vorspannkraft muss mindestens dem Eigengewicht (Zugbeanspruchung) des

¹⁵Vgl. [90] Knoll, P. (1986): *Auswertung von Verschraubdiagrammen und der Untersuchung zur Ermittlung der temporären Dichtwirkung von Schmiermitteln an gasdichten Gewindeverbindern*

¹⁶Vgl. [90] Knoll, P. (1986): *Auswertung von Verschraubdiagrammen und der Untersuchung zur Ermittlung der temporären Dichtwirkung von Schmiermitteln an gasdichten Gewindeverbindern*

¹⁷Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

Stranges entsprechen. Bei einem geringeren Verschraubmoment ist die Verbindung instabil, und es kann infolge der Betriebsbelastungen zu Undichtigkeiten und Brüchen kommen. Die auf die Verbindung ausgeübte axiale Gesamtlast ist dabei gleich der Summe der axialen Komponenten der Reibungskräfte und der Normalkräfte des Gewindes. Daher muss die durch das Verschrauben des Gewindes bewirkte Vorspannung größer sein als die voraussichtliche Betriebsbelastung in axialer Richtung.

Das Verschraubmoment einer Gewindeverbindung ist das Ergebnis der Reibungskräfte an der Gewindeschulter und den Gewindeflanken. Die Kräfte die auf die Gewindeflanken der Verbindung wirken, sind in der Abbildung 4.3 dargestellt.

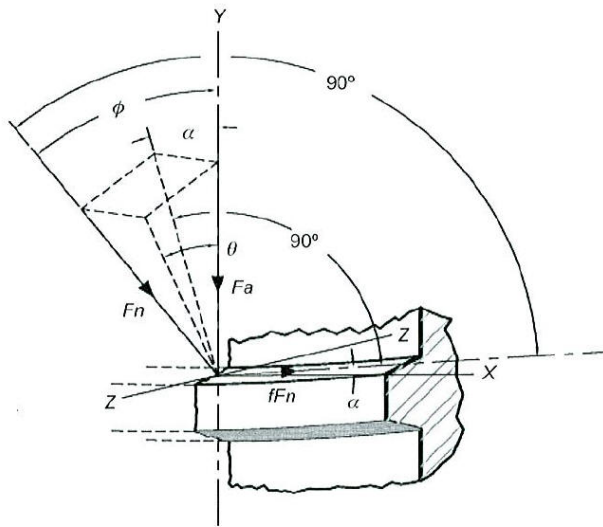


Abbildung 4.3: Gewinde 1 ¹⁸

Unter Verwendung der modifizierten Formel für das zylindrische Gewinde ergibt sich:

$$M_{Farr} = A \cdot \sigma_0 \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{R_p \cdot \mu}{\cos \Theta} + R_S \cdot \mu \right) \quad (4.4)$$

Das Verschraubmoment ermittelt Farr aus dem Zusammenhang von Gewindegeometrie, Spannung und Reibung in der Verbindung. Der Pin der Verbindung überträgt über die Stoßschulter die axiale Vorbelastung (Vorspannung) auf die Box. Der letzte vollständig tragende Gewindegang des Pins wird hierdurch durch Zuglast beansprucht (Eigengewicht der Rohre). Wie aus Formel 4.4 zu entnehmen ist, setzt sich das Drehmoment aus einem Gewindeanteil und einem Schulteranteil zusammen.

Das Verschraubmoment (Drehmoment) wird durch die maximal zulässige axiale Span-

¹⁸Vgl. [5] Alliquander, Ö. (1986): *ALLIQUANDER: Das moderne Rotarybohren*

nung (σ_0) des gefährdeten (kritischen) Querschnitts (A) am Verbindungszapfen und der Fließgrenze des Werkstoffs begrenzt. Die kritischen Querschnitte von Muffe und Zapfen sind hierbei die kleinsten Querschnitte mit den größten Spannungen. Das verwendete Verschraubmoment darf den für die Box berechneten zulässigen Belastungsgrenzwert nicht überschreiten. Die optimale Spannung ist abhängig vom verwendeten Werkstoff und wird von 50% - 62% der minimalen Streckgrenze des Verbindungswerkstoffs begrenzt.

$$\sigma_0 = (0.5 - 0.62) \cdot \sigma_y \quad (4.5)$$

Wird diese maximale Belastbarkeit überschritten, tritt ein Versagen der Verbindung durch Werkstofffließen oder Bruch auf.

Als Bezugsfläche für seine Berechnung wählte Farr für den Zapfenteil (Pin) den von der Schulter 3/4“(19,05mm) entfernten Querschnitt (die sogenannte Messebene C des Rotary Gewindes), für den Muffenteil (Box) der Verbindung den 3/8“(9,5mm) entfernten Querschnitt A (siehe Abbildung 4.4).

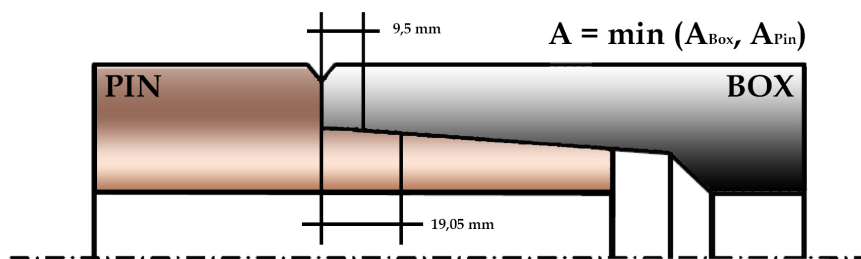


Abbildung 4.4: Kritischer Querschnitt am Beispiel einer NC50-Verbindung ¹⁹

Beim Zapfen liegt dieser Querschnitt für die Zugbelastung im Bereich des ersten tragenden Gewindegangs, bei der Muffe im Bereich zwischen dem letzten Gewindegang und dem Dichtsystem. ²⁰ Die für eine Druckbelastung kritischen Querschnitte liegen beim Zapfen zwischen dem letzten Gewindegang und der Innenschulter, bei der Muffe zwischen der Außenschulter und dem ersten Gewindegang.

Das Verschraubmoment ist vom Innendurchmesser des Pins und vom Aussendurchmesser der Box abhängig und beträgt ca. 60% des Maximalmoments der Verbindung. Die Drehmomentfestigkeit wird von der Zugfestigkeit des letzten tragenden Gewindeganges und der Kompressionslast, die die Box maximal erträgt bestimmt. Die schulternahen Bereiche von Muffe und Zapfen sind hierbei die Stellen höchster Beanspruchung.

¹⁹Vgl. [141] Teodoriu, C., McDonald, H., Bollfrass, C. (2007): *Friction Considerations in Rotary shouldered threaded connections*

²⁰Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

Eine Überbeanspruchung der Box durch ein zu hohes Verschraubmoment führt, als Folge der Druckkraft und der an der Stirnfläche durch Reibung erzeugten Schubkraft zum Aufweiten. Aus diesen Annahmen kann die zulässige Grenzbelastung für das maschinelle Verschrauben bestimmt werden.

4.2.1 Ungenauigkeiten des Farr'schen Berechnungsansatzes

Als Versuchsgrundlage für die Berechnungen dienten Farr API-Bohrgestängeverbindungen. Aus diesem Grund ist diese Berechnung nicht direkt auf Casing- und/oder Tubing-Verbindungen übertragbar.

Basierend auf der Farr'schen Formel (Farr, 1957) wurde eine Empfindlichkeitsanalyse durchgeführt, um die primären Einflussfaktoren auf die Verschraubung zu bestimmen. Die Ergebnisse dieser Analysen hinsichtlich der beeinflussenden Faktoren werden in Grafik 4.5 dargestellt. Anhand dieser Grafik ist der Einfluss des Reibungskoeffizienten gut zu erkennen.

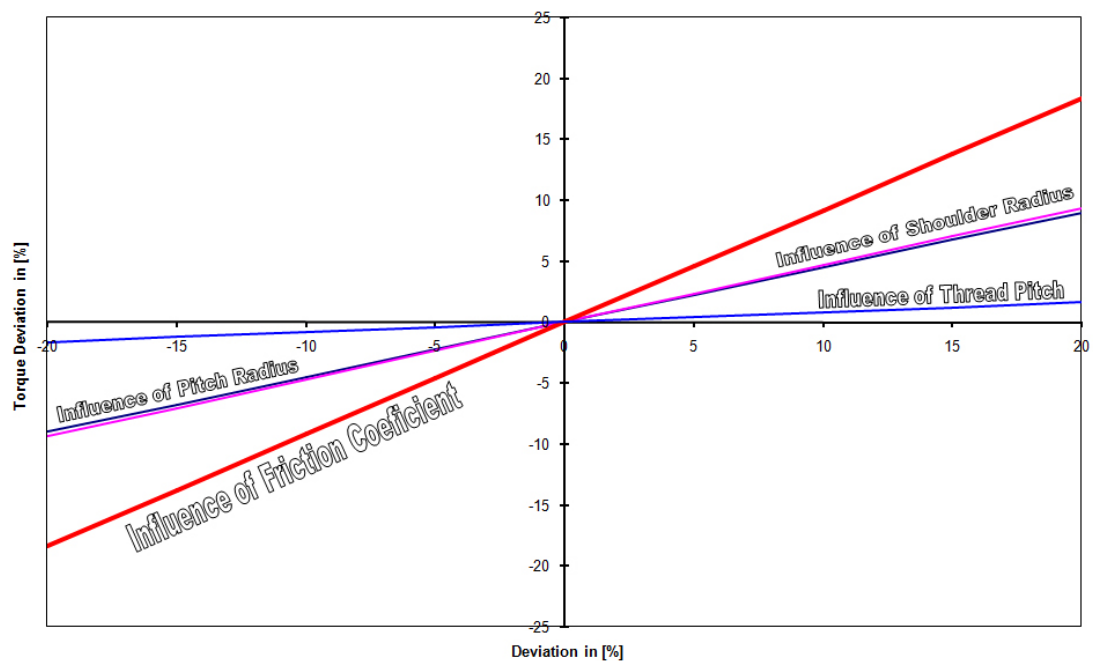


Abbildung 4.5: Einfluss der Komponenten in der Farr Formel ²¹

Folgende Gründen machen es schwierig, das „optimale Verschraubmoment“ für eine be-

²¹Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

trachtete Verbindungen zu bestimmen: Unter Versuchsbedingungen werden die Ergebnisse der Berechnung nach Farr nicht immer bestätigt. Die Feldbedingungen treffen für einige dieser Annahmen nicht immer zu. Einige Faktoren gehen bei der Berechnung als Konstanten ein, die bei näherer Betrachtung aber keine Konstanten sind sondern variieren.

Bei der Neuentwicklung oder dem ersten Einsatz von Gewindefetten oder Beschichtungen (Coatings, Dopeless-Verbindungen oder „Green Dopes“ (umweltfreundliche Fette)) kann die Farr'sche Formel nicht ohne genauere Untersuchungen und verbessertes Wissen zur Bestimmung des Reibungsbeiwertes angewendet werden, um das optimale Verschraubmoment der Verbindung zu berechnen. Die Faktoren in der Farr-Gleichung sind keine Konstanten sondern zu einem gewissen Grad variabel. Wenn der Reibungskoeffizient als Funktion der Flächenpressung betrachtet wird, kann die Farr Formel verbessert werden.

Anhand des hier angegebenen Farr'schen Berechnungsansatzes

$$M_{Farr} = A \cdot \sigma_0 \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{R_p \cdot \mu}{\cos \Theta} + R_S \cdot \mu \right) \quad (4.6)$$

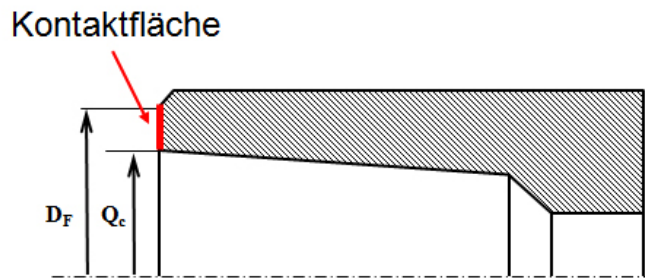
sollen nachfolgend die Ungenauigkeiten dieser Berechnung aufgezeigt werden.

Gewindesteigung (P) Die Gewindesteigung ist vom Verbindungstyp abhängig und kann als konstant angesehen werden. Sie ist die Höhe oder Steigung, die ein Gewindegang bei einer Umdrehung von 360° Grad vollzieht. Da der Einfluss der Gewindesteigung kleiner als 2% ist, kann sie vernachlässigt werden und für diese Arbeit als konstant angenommen werden.

Steigungsradius (R_p) Der Steigungsradius ist der durchschnittliche Radius des betrachteten konischen Gewindes. Es wird hierbei mit dem durchschnittlichen Steigungsradius des Gewindes gerechnet und nicht mit dem für den Verbindungstyp genau bestimmten.

Mittlerer Flankendurchmesser (Θ) Der mittlere Flankendurchmesser wird definiert als Gewindedurchmesser, der durch die halbe Zahnhöhe begrenzt wird. Für den ersten tragenden Gewindegang ist er mit dem Pitchdurchmesser identisch.

²²Vgl. [141] Teodoriu, C., McDonald, H., Bollfrass, C. (2007): *Friction Considerations in Rotary shouldered threaded connections*


Abbildung 4.6: Durchschnittlicher Schulterradius ²²

Durchschnittlicher Schulterradius (R_S) Der durchschnittliche Schulterradius (Abbildung 4.6) ist vom Verbindungstyp abhängig und wird als konstant angesehen. Eventuell auftretender Verschleiß bei gebrauchten Verbindungen wird nicht betrachtet.

Reibungskoeffizient (μ) Der Reibungskoeffizient ist eine dimensionslose Zahl und ein Maß für die Größe der vorliegenden Reibkräfte, die zwischen zwei Festkörpern wirken. Der Reibungskoeffizient wird von API mit dem Wert 0,08 angegeben und als konstant angesehen ($\mu = konst. = 0,08$).

Es ist deutlich in Abbildung 4.5 zu erkennen, dass die Veränderung des Reibungskoeffizienten das Verschraubmoment erheblich beeinflussen kann. Der Reibungskoeffizient ist eine dimensionslose Zahl, und ein Maß dafür, wie groß die Reibkräfte sind, die zwischen zwei Festkörpern wirken. Der Reibungskoeffizient eines Gewindefettes wurde hierbei im Allgemeinen als konstant betrachtet. Obgleich API einen konstanten Koeffizienten für eine vorgegebene Belastungsgröße definiert, zeigen neue Studien, dass der Reibungskoeffizient abhängig von der Verbindungsgeometrie, den vorherrschenden Spannungen und der Gewindefettzusammensetzung beträchtlich schwanken kann. ²³ Diese Untersuchungen fanden bis zu einer Flächenpressung von 400 N/mm^2 , wie sie im Gewindebereich von Verbindungen auftreten, statt. Höhere Flächenpressungen von bis zu 800 N/mm^2 im Schulterbereich wurden nicht untersucht.

Der Reibungskoeffizient wird in den meisten Veröffentlichungen als konstant angenommen; es ist jedoch demonstriert worden, dass neue Gewindeverbindungen und die Einsatztemperatur häufig die Reibwerte des Verbindungssystems beeinflussen. Während neue Verbindungen gewöhnlich niedrige Reibwerte aufweisen, können Einsatztemperaturen von über 300 °F (150 °C) in Abhängigkeit des eingesetzten Gewindefettes den Reibwert erhöhen oder verringern. Ebenfalls ist mit steigender Flächenpressung auch ein Anstieg des Reibungskoeffizienten zu verzeichnen.

²³Vgl. Teodoriu, 2003, Teodoriu et al. 2003, API E+P SC5

²³Vgl. [141] Teodoriu, C., McDonald, H., Bollfrass, C. (2007): *Friction Considerations in Rotary shouldered threaded connections*

Laut API wird ein konstanter Reibungskoeffizient während des gesamten Verschraubvorganges angenommen, obwohl unterschiedlichen Flächenpressungen vorliegen. Die Ungenauigkeiten bei dieser Art der Berechnung liegen bei den unterschiedlich vorherrschenden Flächenpressungen im Gewinde. In der Berechnung nach API werden die unterschiedlichen Flächenpressungen der einzelnen Gewindegängen nicht beachtet. Die Verteilung der Flächenpressung in den einzelnen Gewindegängen ist nicht homogen. In der Berechnung nach API werden die unterschiedlichen Flächenpressungen der einzelnen Gewindegängen nicht beachtet.

Bei dem Einsatz eines neuen Fettes kann die Farr-Formel nicht ohne die genaue Bestimmung des Reibungswertes des verwendeten Fettes angewendet werden. Nur so ist es möglich, ein geeignetes Moment für die Verschraubung der Verbindung zu bestimmen.

Desweiteren findet keine Unterscheidung zwischen dem Reibungskoeffizienten im Gewinde und der Schulter statt. Durch FEM-Berechnungen wurde gezeigt, dass die Flächenpressung in Gewindeverbindungen vom Gewindetyp und dessen Geometrie abhängig ist.

Es gibt zurzeit keine verlässliche Methode, um den Reibungskoeffizienten für Gewindefette unter Realbedingungen zu berechnen oder zu messen.

Flankenwinkel Es findet keine Berücksichtigung der unterschiedlichen Gewindegeometrien und der Flächenpressungen in den einzelnen Gewindegängen statt.

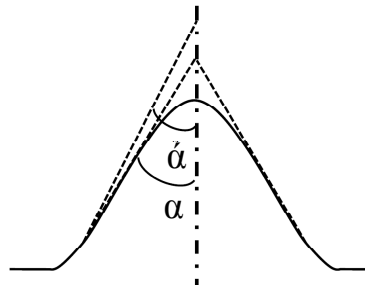


Abbildung 4.7: Einfluss des Flankenwinkels ²⁴

Der Flankenwinkel beschreibt die Neigung der Kontaktfläche der Gewinde zueinander. Bei der Berechnung des Flankenwinkels werden der Verschleiß oder die eventuelle Beschädigung durch Überverschraubung nicht berücksichtigt. Die API unterscheidet nicht zwischen neuen und gebrauchten Gewindeverbindungen. Durch diese fehlende Unterscheidung können die Verschraubmomente von älteren Gewindeverbindungen nicht oder nur sehr schwer optimiert werden.

²⁴Vgl. [146] Teodoriu, C. (2007): *Advanced Drilling Technology*

Das Verschraubmoment für Gewindeverbindungen ist in der API RP 7G (1995) und ISO/NP 10407-1 angegeben. Die Verschraubmomente sind für verschiedene Verbindungen angegeben, berechnet mit einem Reibungsbeiwert (COF) von 0,08. Der COF eines Gewindefettes ist nicht immer 0,08, daher sind die angegebenen Verschraubmomente nicht immer gültig, je nach dem welches Fett verwendet wird. Aus diesem Grund ist es wichtig, das Reibungsverhalten der in den Verbindungen eingesetzten OCTG-Fetten zu untersuchen. API definiert in API 7A1 eine Methode, um den Reibwert für ein Gewindefett zu bestimmen, wenn es nicht dem Wert 0,08 entspricht. Ebenfalls sind in ihr generell die Anforderungen an die Fette zusammengefasst. Durch Gewindefette mit höheren Reibungseigenschaften können Verbindungen mit höheren Drehmomenten verschraubt und eine höhere Torsionsfestigkeit erreicht werden.

Das Verschraubmoment wird allerdings durch eine große Anzahl von Variablen beeinflusst.

Zu nennen wären hier: ²⁵

- Gewindekegel
- Gewindesteigung
- Gewindehöhe
- Gewindeform
- Oberflächenbehandlung und Werkstoffgüte
- Wie wurden die Oberflächen geschnitten?
- Coating
- Gewindefett
- Gewindelänge
- Verschraubgeschwindigkeit
- Menge des Gewindefettes
- Flächenpressung in den Reibpaarungen

Anhand der hohen Anzahl der aufgeführten Variablen, die alleine oder in Kombination das Verschraubmoment beeinflussen können, ist zu sehen wie kompliziert die Berechnung einer Verschraubung ist. Jeder dieser Parameter sollte in Betracht gezogen werden, um das Reibungsverhalten und somit das Verschraubmoment im Labor oder im Feld zu bestimmen.

Verschleiß Der Pin- und Box-Bereich der Verbindung ist der größte bestimmende Faktor und unterliegt den größten Veränderungen. Der Außendurchmesser der Verbindungs-Box und der Innendurchmesser des Verbindungs-Pins bestimmen in großem Maße die Stärke des Tool-Joints bei axialer Zugspannung. Der Außendurchmesser der Box beeinflusst den Querschnitt der Box; der Innendurchmesser des Pins beeinflusst den Quer-

²⁵Vgl. [10] API 5C3 (1994): *Bulletin on Formulas and Calculation for Casing, Tubing, Drillpipe and Line Pipe Properties*

schnitt des Pins. Die Auswahl der Innen- und Aussendurchmesser bestimmt die Querschnittsfläche und somit die theoretische Torsionsfestigkeit, wenn angenommen wird, dass alle weiteren Faktoren konstant sind.

Die Torsionsfestigkeit eines Tool-Joints ist eine Funktion mehrerer Variablen. Diese beinhalten die Stahlfestigkeit, die Verbindungsgröße, die Gewindeform, die Gewindesteigung, den Gewindegang und den Reibungskoeffizienten auf den Berührungsflächen im Gewinde und an der Schulter. Die größte Reduzierung in der theoretischen Torsionsfestigkeit eines Tool-Joints während seiner Nutzungsdauer tritt durch Verschleiß, d.h. Abnahme des Außendurchmessers auf. Bei einer Reduzierung der Querschnittsfläche wird die Torsionsfestigkeit direkt reduziert.

Dies ist ebenso bei der Wahl des Verschraubmoments für eine gewählte Verbindung zu beachten.

Temperatur Es gibt keine Informationen zum Einfluss der Temperatur auf das Gewindefett und somit das Verschraubverhalten. Ebenso finden sich keine belastbaren Aussagen zum Einfluss der Verschraubgeschwindigkeit auf das Verschraubmoment. Von API wird nur eine Empfehlung von 1RPM angegeben; unabhängig von Verbindungsdurchmesser.

Alle diese Faktoren beeinflussen sich gegenseitig und führen dazu, dass bei konstantem Verschraubmoment die Beanspruchungen in den Verbindungen sehr stark schwanken. Dies kann im Extremfall auch bei richtigem Verschraubmoment zu Undichtigkeiten führen.

4.3 Verschraubmoment nach Teodoriu

Untersuchungen haben gezeigt, dass die Flächenpressung in Gewindeverbindungen vom Gewindetyp und dessen Geometrie abhängig ist. Einzelne Gewindegänge sind innerhalb der Verbindung unterschiedlichen Flächenpressungen ausgesetzt. Der Reibungskoeffizient des verwendeten Gewindefettes variiert hierbei je nach vorherrschender Flächenpressung sowie Verschraubgeschwindigkeit. Aus diesem Grund wurde die Verschraubformel in der Arbeit von Teodoriu ²⁶ in der hier dargestellten Form erweitert.

Der Reibungskoeffizient wird als eine Funktion der Flächenpressung angesehen. Auf Grund dieser Annahme wurde die „Farr-Formel“, in folgender Form erweitert:

²⁶Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

$$M = F_v \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_P}{\cos \theta} \cdot \mu_{th} + R_S \cdot \mu_s \right) = F_v \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_P}{\cos \theta} \cdot \mu_{th} \right) + F_v \cdot R_S \cdot \mu_s \quad (4.7)$$

Die Verschraubkraft ist gleich der Summe der Einzellasten der Gewindeflanken.

$$F_v = Q_0 + Q_1 + \dots + Q_n = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (4.8)$$

Q_i ist die Last auf der Gewindeflanke i ; n entspricht der maximalen Zahl von völlig eingreifenden Gewindeflanken.

Unter Berücksichtigung des realen Radius des betrachteten Gewindegangs R_i ergibt sich:

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi} \cdot \sum_{i=1}^n Q_i + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \mu_{th} \cdot \sum_{i=1}^n R_i \cdot Q_i + F_v \cdot R_s \cdot \mu_s \quad (4.9)$$

Der Reibungskoeffizient als Funktion der variablen Flächenpressung:

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi} \cdot \sum_{i=1}^n Q_i + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (R_i \cdot Q_i \cdot \mu_{th,i}) + F_v \cdot R_s \cdot \mu_s \quad (4.10)$$

Für eine variable Gewindesteigung gilt:

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi} \cdot \sum_{i=1}^n (Q_i \cdot P_i) + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (R_i \cdot Q_i \cdot \mu_{th,i}) + F_v \cdot R_s \cdot \mu_s \quad (4.11)$$

Das Verhältnis der Last auf dem Gewindegang i und der Verschraubkraft wird definiert als:

$$k_i = \frac{Q_i}{F_v} \Rightarrow Q_i = k_i \cdot F_v \quad (4.12)$$

Eingesetzt ergibt das

$$M = F_v \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot P_i) + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot R_i \cdot \mu_{th,i}) + R_s \cdot \mu_s \right) \quad (4.13)$$

Für den nach API definierten K_{up} -Koeffizienten gilt:

$$K_{up} = \frac{M}{F_v} \quad (4.14)$$

$$K_{up} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot P_i) + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot R_i \cdot \mu_{th,i}) + R_s \cdot \mu_s \quad (4.15)$$

Mit konstanter Gewindesteigung:

$$K_{up} = \frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot R_i \cdot \mu_{th,i}) + R_s \cdot \mu_s \quad (4.16)$$

Mit der hier dargestellten Formel kann der K_{up} -Koeffizient als Funktion der Flächenpressung (Last auf dem Gewinde) berechnet werden. Es ist eindeutig, dass bei konstantem Radius und konstantem Reibungskoeffizienten die Formel die gleichen Ergebnisse liefert wie die in API verwendete Formel:

$$K_{up} = \frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_P}{\cos \theta} \cdot \mu_{th} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i) + R_s \cdot \mu_s \quad (4.17)$$

wegen $\sum_{i=1}^n k_i = 1$ ist

$$K_{up} = \frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_P}{\cos \theta} \cdot \mu_{th} + R_s \cdot \mu_s = K_{up,API} \quad (4.18)$$

Die Last auf den Gewindeflanken ist eine Funktion der Geometrie der Gewindeverbindung. Aus diesem Grunde ist der K_{up} -Koeffizient eine Funktion der Geometrie der Verbindung.

Die hauptsächlich beeinflussenden Größen sind die Lastverteilung auf den Gewindeflanken sowie der Innen- und Aussendurchmesser der Gewindeverbindung. Die zuvor erwähnten FEM-Berechnungen haben diese Aussagen bestätigt.

Wenn $\mu_{th,i}$ und k_i Funktionen der Verbindungsgeometrie sind, können realistische Werte bei der Berechnung des K_{up} nach der neuen Berechnungsweise miteinbezogen werden. Bei den heutigen Berechnungen nach API wird der K_{up} -Koeffizient für eine ganze Reihe von Verbindungen als konstant angenommen.

Bei der Verschraubmomentberechnung nach Teodoriu wurde das Gesamtverschraubmoment auf die einzelnen Gewindegänge aufgeteilt. Es setzt sich aus den Einzelverschraubmomenten jedes Gewindeganges zusammen, für die je nach Flächenpressung andere Reibungswerte gelten. Ebenso wird der reale Gewinderadius des betrachteten Ganges in der Formel berücksichtigt und nicht der durchschnittliche Radius wie nach API-Berechnungen. Durch diese Erweiterung ist es möglich, das Gesamtverschraubmoment besser zu berechnen und sich dem „optimalen Verschraubmoment“ zu nähern.

Der Vergleich der Verschraubmomentberechnung zwischen API und Teodoriu offenbart eine Reihe von Unterschieden. Dazu zählen zum einen die Annahme einer konstanten Flächenpressung in allen Gewindegängen einer jeden Gewindeverbindung und ein daraus resultierender konstanter Reibungskoeffizient von 0,08 für die Reibung im Gewinde sowie an der Stoßschulter. Zum anderen verwendet API einen durchschnittlichen, konstanten Wert für den Steigungsradius des Gewindes sowie dessen Flankenwinkel.

Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die ersten Gewindegänge einer Schraubverbindung überproportionale Flächenpressungen erfahren, während der letzte Gewindegang gering belastet wird. Zusätzlich ergeben sich, allein schon auf Grund der Verwendung verschiedener Gewindetypen unterschiedliche Flächenpressungen.

Der Einfluss unterschiedlicher Gewindeformen, beziehungsweise Änderungen des Steigungsradius oder des Flankenwinkels auf Grund einer Verformung der Gewindeverbindung während der Verschraubung sind dabei noch nicht berücksichtigt. Ergänzend wurde festgestellt, dass sich die Reibungskoeffizienten bereits unter unterschiedlichen Ver-

schraubgeschwindigkeiten verändern.

Die genannten Umstände führen automatisch zu unterschiedlichen Reibungskoeffizienten innerhalb eines Gewindes und somit bei Anwendung der Verschraubmomentberechnung nach Farr zu ungenauen Verschraubmomenten.

Die erweiterte Farr-Formel von Teodoriu berücksichtigt einen Teil der angesprochenen Ungenauigkeiten, indem sie jeden Gewindegang einzeln betrachtet und in die Berechnung des Verschraubmoments einfließen lässt. Dazu ist es notwendig, die jeweiligen Reibungskoeffizienten der Gewindefette unter verschiedenen Temperatureinflüssen zu erfassen, um Aussagen über deren tatsächliche Höhe während der Verschraubung treffen zu können.

Darauf basierend ist eine genaue Berechnung des optimalen Verschraubmoments, in Bezug auf die vorhandenen klimatischen und technischen Bedingungen einer Bohrung oder Komplettierung möglich. Neben der dadurch gegebenen Steigerung der Dichtigkeit und Stabilität kann zusätzlich, unter Verwendung realer Querschnittswerte in der Formel, die Nutzung und Zuverlässigkeit von gebrauchten Verbindungen verbessert werden.

4.4 Reibungseigenschaften in Gewindeverbindungen

Jede Schraubenverbindung stellt während des Anziehvorgangs an den verschiedenen reibungsbeanspruchten Trennfugen ein tribologisches System dar. Die Reibungszahlen sind maßgeblich vom Werkstoff- und Oberflächenzustand der Reibpartner, dem Zwischenmedium (Schmierstoffe) und dem Umgebungsmedium abhängig. Eine quantitative Angabe von Reibungszahlen für den Verschraubvorgang ist daher äußerst schwierig.

Wegen der während der Verschraubung auftretenden hohen Flächenpressungen und der meist relativ niedrigen Gleitgeschwindigkeiten herrschen sowohl im Gewinde als auch auf der Schulter Mischreibungsbedingungen mit unterschiedlich hohem Festkörperreibungsanteil. Infolge dieser Bedingungen können die Reibungszahlen und somit die Vorspannkkräfte bei mehrmaligem Anziehen auf Grund von Verschleiß streuen.

Wie schon in Kapitel 3 beschrieben, wird Reibung durch einen Reibungsbeiwert (COF) gekennzeichnet. Dieser Koeffizient ist sowohl von der Auswahl des Schmierstoffs als auch von der Flächenpressung abhängig. Reibeigenschaften entstehen durch das Zusammenspiel von Gewindefett und Gewindeverbindung. Das Reibverhalten von Gewindefetten wird normalerweise durch einen Reibungsbeiwert (COF) in einer Standard API-Rotaryverbindung oder durch einen Reibungsfaktor (FF) relativ zu einem API Reibungskoeffizienten ($0,08 = konst.$) beschrieben.

Der Reibungsfaktor (FF) eines Gewindefettes darf hierbei nicht mit dem Reibungsbeiwert (COF) verwechselt werden. Der Reibungsfaktor wird eingesetzt, um das Verschraubmoment einer betrachteten Verbindung bei Verwendung eines Gewindefettes mit unterschiedlichen Reibungseigenschaften ($\neq 0,08$) zu korrigieren. Es beschreibt das Verhältnis zu einem speziellen Referenzfett mit einem COF von 0,08.²⁷ Das Referenzfett ist ein spezielles, unter Laborbedingungen hergestelltes Fett, das nur für die Kalibrierung eingesetzt wird und nicht zum Verschrauben geeignet ist. Die Zusammensetzung dieses Testfettes ist der API 7A1 zu entnehmen.²⁸

Der Reibungsfaktor (FF) ist ein Multiplikator für das berechnete Verschraubmoment einer Verbindung. Die in API 7G²⁹ angegebenen Verschraubmomente werden hierbei mit dem für das eingesetzte Gewindefett gültigen FF multipliziert.

MU Torque:	29800 Nm
FF Gewindefett :	0,92
Korrigiertes MU Torque:	$29800 \cdot 0,92 = 27416 \text{ Nm}$

Das Beispiel zeigt deutlich, dass eine kleine Änderung des COF einen großen Einfluss auf

²⁷Vgl. [17] API 7G (1995): *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits*

²⁸Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

²⁹Vgl. [17] API 7G (1995): *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits*

das Verschraubmoment hat. Bei geringeren Momenten kann es zu Ausfällen kommen. Ebenso können zu hohe Momente die Zugfestigkeit verringern sowie Schäden an den Gewinden verursachen.

Es gibt Einsatzgebiete, in denen es vorteilhaft sein kann, ein Gewindefett mit größerem oder kleinerem Reibungsfaktor einzusetzen.³⁰

³⁰Vgl. [2] Aadnoy, B., et. al. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology*

5 Reibteststand zur Untersuchung von Gewindefetten

Wie in Kapitel 4 erläutert wurde, ist die Kenntnis des Reibungsfaktor des verwendeten Gewindefettes für die korrekte Verschraubung von Ölfeldrohrverbindungen von entscheidender Bedeutung. In folgendem Kapitel werden die von API verwendete Reibtestanlage und die im ITE entwickelte und gebaute Anlage zur Messung von Reibungskoeffizienten an OCTG-Gewindefetten vorgestellt. Neben Aufbau und Funktionsweise, werden die eingesetzten Prüfkörper sowie das Testvorgehen erläutert.

5.1 Der API-Teststand

Das American Petroleum Institut (API) beschreibt in der Veröffentlichung RP 7A1 ¹ ein Verfahren zur Ermittlung des Reibungskoeffizienten von Gewindefetten. Das von API vorgestellte Verfahren vergleicht die Reibungseigenschaften eines Referenzfettes (spezielles Laborfett) mit dem zu testenden Gewindefett. Die hierdurch gewonnenen Daten führen zu einem Faktor (Korrektur- oder Reibungsfaktor (FF)), um den das von der API empfohlene Verschraubmoment für eine bestimmte Gewindeverbindung korrigiert werden muss.

Ein möglicher Aufbau einer Reibtesteinrichtung von API ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Anlage besteht aus einem elektrischen Antrieb, der über ein Getriebe an die Aufnahmeverrichtung für die Prüfkörper angeschlossen ist, sowie jeweils einer Messvorrichtung für die Aufnahme des sich einstellenden Drehmoments und des Drehwinkels.

Bei diesem von API angewandten Verfahren zur Bestimmung des Reibungsfaktors von Gewindefetten wird ein Prüfkörper (Abbildung 5.2) unter einer von der Testvorrichtung aufgetragenen Axiallast bis zu einem definierten Drehmoment ver- und entschraubt.

Die zu verwendende Testanlage soll hierbei ein steigendes Drehmoment von bis zu 1085 Nm bei einer gleichförmigen Drehgeschwindigkeit von $1 \text{ U}^{-\text{min}} (\pm 10\%)$ aufzeichnen kön-

¹Vgl. [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections*

²Vgl. [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections*

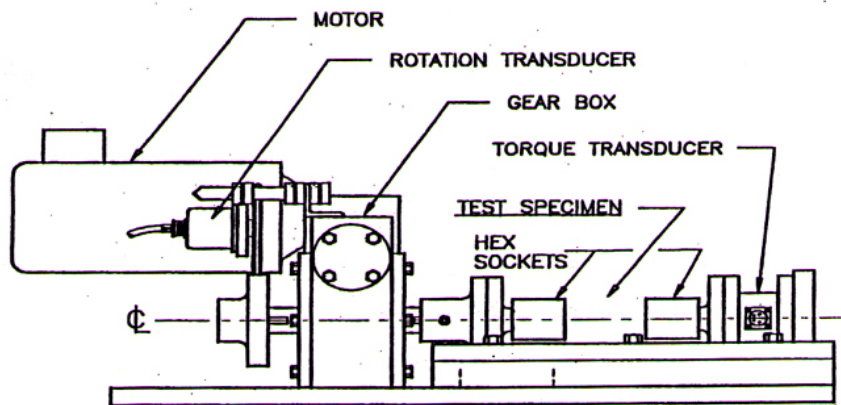


Abbildung 5.1: API-Reibteststand ²

nen. Die Aufzeichnung der sich einstellenden Momente und Drehwinkel soll bei den Testdurchläufen so genau wie möglich erfolgen, um eine genaue Zuordnung der korrespondierenden Messwerte zu ermöglichen. Nur so ist es möglich, repräsentative Daten zu erhalten.

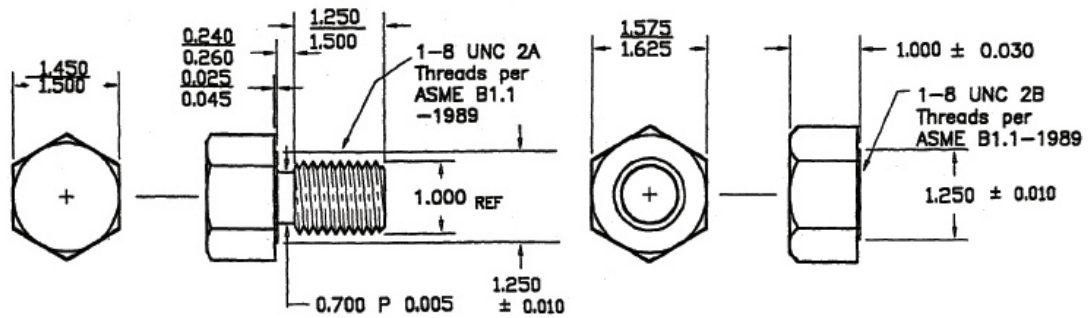
5.1.1 API-Prüfkörper

Die von API verwendeten Prüfkörper bestehen aus einer handelsüblichen Schraube mit entsprechender Mutter (Abbildung 5.2). Bei dem Gewinde handelt es sich um ein 1/8“ UNC-Gewinde. Schraube und Mutter entsprechen der Norm ASME 1.1-1989 mit Passungen der Stufe 2A bzw. 2B (Dies entspricht einer durchschnittlichen, guten Passung). Als Prüfkörper-Werkstoff ist Stahl der Güteklasse AISI 4130 (UNS G41300) vorgesehen, der durch eine Wärmebehandlung auf eine Härte zwischen 285 HB und 341 HB (Brinellhärte) eingestellt wurde.

Die Testoberflächen der Prüfkörper sollten eine durchschnittliche Oberflächenrauigkeit von $0,8 \mu\text{m } R_a$ (Mikrometer) aufweisen.

²Vgl. [150] VDI-Richtlinie 2230 (2003): *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen (Zylindrische Einschraubverbindungen)*

³Vgl. [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections*


Abbildung 5.2: API-Prüfkörper ³

5.1.2 Testvorgehen

Neue Prüfkörper müssen vor ihrem ersten Einsatz „eingefahren“ werden, um vergleichbare Ausgangszustände vor dem Test zu schaffen. Dazu wird jeder einzelne Prüfkörper gereinigt, mit dem Referenzfett (Laborfett) bestrichen und zehn Verschraub- und Lösevorgängen in der in Abbildung 5.1 vorgestellten Reibtestanlage unterzogen. Zweck ist es, die Oberflächenunebenheiten einzuebnen und eine „einheitliche Testoberfläche“ zu erhalten. Anschließend werden die Körper erneut gründlich gereinigt und stehen für reguläre Testläufe zur Verfügung.

Die Reinigung sollte mit einem geeigneten Reinigungsmittel erfolgen, um sämtliche Metallpartikel aus dem Gewindefett von den Oberflächen der Prüfkörper zu entfernen. Ebenfalls sollten die Prüfkörper sicher transportiert und gelagert werden, um ewaiige Beschädigungen der Testoberflächen zu verhindern.

Um einen Korrekturfaktor zu ermitteln, wird aus einem Durchlauf mit dem API-Referenzfett (Laborfett) zur Kalibrierung, einem Durchlauf mit dem eigentlichen Testfett sowie einem weiteren Durchlauf mit dem Referenzfett durchgeführt. Ein Durchlauf beinhaltet dabei zwischen acht und zehn Tests, bei denen der Prüfkörper jeweils verschraubt und wieder gelöst wird. Die Untersuchungen sollten in einem Temperaturbereich von $15^{\circ}\text{C} - 32^{\circ}\text{C}$ und einer Luftfeuchtigkeit von 20% – 95% stattfinden.

Ein Durchlauf beginnt mit dem Auftragen einer dünnen Fettschicht auf alle sich berührenden Oberflächen. Anschließend werden Schraube und Mutter handfest (max. 14 Nm) angezogen und in die Maschine eingesetzt.

Der Testlauf wird gestartet, die Verbindung bis zu einem maximalen Drehmoment von 420 Nm ($\pm 14\text{Nm}$) angezogen und anschließend wieder gelöst. Dabei wird der Drehmoment- und Drehwinkelverlauf zwischen 270 Nm und 408 Nm aufgezeichnet. Hinterher wird der Prüfkörper aus der Maschine entnommen, bis auf wenige Gewindegänge losgeschraubt, erneut eine dünne Fettschicht aufgetragen und der Prüfzyklus noch einmal gestartet. Dies

wird zwischen acht und zehn Mal wiederholt.

Die so ermittelten Daten werden in einem Drehmoment/Drehwinkel Diagramm (dargestellt in Abbildung 5.3) festgehalten.

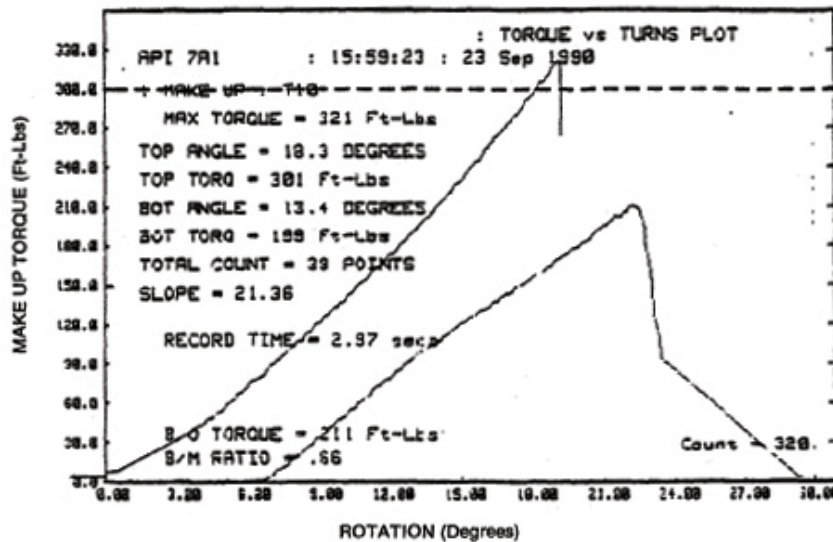


Abbildung 5.3: API-Reibwert-Diagramm ⁴

Nach jedem Durchlauf wird der Prüfkörper vorsichtig mechanisch und unter Zuhilfenahme eines geeigneten Lösungsmittels gereinigt und getrocknet sowie einer Inspektion unterzogen. Bei auftretenden Beschädigungen muss der Prüfkörper ausgetauscht werden und steht für weitere Tests nicht mehr zur Verfügung.

5.1.3 Datenauswertung

Die Steigung des Drehmomentverlaufs über dem Drehwinkelverlauf dient als Indikator für die Reibungseigenschaften eines Gewindefettes. Ist die Steigung des zu testenden Fettes identisch mit dem Referenzfett, so geht das API von einem identischen Reibverhalten aus. Mindestens 20 Datenpaare, bestehend aus einem Wert für das Drehmoment und dem dazugehörigen Drehwinkel, werden benötigt, um nach der „Methode der kleinsten Quadrate“ die Steigung m zu errechnen.

$$m = \frac{n \cdot \sum(T \cdot A_W) - \sum T \cdot \sum A_W}{n \cdot \sum(A_W^2) - (\sum A_W)^2} \quad (5.1)$$

⁴Vgl. [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections*

Anschließend werden aus acht Testläufen die durchschnittliche Steigung (\overline{m})

$$\overline{m} = \frac{\sum m}{N} \quad (5.2)$$

die Varianz (V)

$$V = \frac{N \cdot \sum (m^2) - (\sum m)^2}{N \cdot (N - 1)} \quad (5.3)$$

sowie die Standardabweichung (S)

$$S = \sqrt{V} \quad (5.4)$$

ermittelt.

Bei einer Standardabweichung von mehr als 6% ist der Durchlauf ungültig.

Der eigentlich Korrekturfaktor „Friction Factor“ (FF) genannt, wird mit folgender Formel berechnet:

$$FF = \frac{2 \cdot \overline{m}_2}{\overline{m}_1 + \overline{m}_3} \quad (5.5)$$

Der so ermittelte „Friction Factor“ kann anschließend direkt mit den von der API errechneten Drehmomentwerten für die Verschraubung von Rohren multipliziert werden, um ein korrigiertes Verschraubmoment zu bestimmen.

5.2 ITE-Reibteststand

Basierend auf dem von API verwendeten Reibteststand sowie auf Grundlage der für die detaillierten Untersuchungen notwendigen Parameter ist im Institut für Erdöl- und Erdgastechnik (ITE) ein modifizierter Teststand zur Messung von Reibungskoeffizienten an OCTG-Gewindefetten entwickelt und aufgebaut worden (Abbildung 5.4). Auf Grund der Modifizierung der Reibtestanlage sind Untersuchungen an Gewindefetten unter variablen Flächenpressungen, Geschwindigkeiten und Temperaturen möglich.

Auf Grund des Neuaufbaus der Testanlage und der Fertigung modifizierter Prüfkörpern ist es möglich, die geforderten Flächenpressungen von 400 N/mm^2 im Gewindebereich sowie 800 N/mm^2 im Schulterbereich zu simulieren. Die Untersuchungen können an unterschiedlichen Prüfkörpern mit unterschiedlichen Verschraubgeschwindigkeiten, in einem Temperaturbereich von $+20^\circ\text{C}$ bis -30°C durchgeführt werden. Für die Reibtestuntersuchungen werden die rotierenden Gewinde- und Schulterprüfkörper (siehe Abbildungen 5.9 und 5.10) mit einer konstanten Axiallast beaufschlagt und das sich einstellende Drehmoment gemessen.



Abbildung 5.4: Aufbau des ITE-Reibteststandes

- 1 - Hydraulikaggregat
- 2 - Eintauchkühler
- 3 - Hydrauliksteuerung
- 4 - Lastrahmen des Reibteststandes
- 5 - Axial-Kraftmessdose
- 6 - Drehmomentmesseinrichtung
- 7 - Inkrementalgeber

Zur Messung der auf den Prüfkörper wirkenden Axialbelastung wurde das Hydraulikaggregat (1) über ein Druckregelsystem (3) mit dem axialen Hydraulikkolben verbunden. Für den Antrieb der Prüfkörper wurde ein Stirnradgetriebemotor auf der Traverse des Versuchsstands verbaut. Das unter der Traverse montierte Pendelrollenlager nimmt hierbei die von dem Hydraulikkolben aufgebrachte Axialkraft auf und ist ebenfalls in der

Lage, eventuell auftretende Biegungen des Prüfkörpers oder der rotierenden Bauteile des Prüfstands abzufangen.

Die Versorgung erfolgte über ein im Bestand des Instituts befindliches Hydraulikaggregat. Der Rücklauf des Hydraulikaggregats wurde mit einem zusätzlichen Öl-Luft-Kühler versehen. Dies war notwendig, da durch das Aufbringen und Halten der axialen Kraft im Testbetrieb nur ein kleiner Teil des unter hohem Druck stehenden Hydrauliköls in den Zylinder gelangte. Der größte Teil floss über den Rücklauf in den Vorratsbehälter zurück. Dadurch erwärmte sich das Hydrauliköl stark, und es konnte kein konstanter Druck mehr aufrechterhalten werden.

Um die Kraft des Hydraulikzylinders stufenlos regeln zu können, wurde eine proportionale Druckregelung installiert. Diese ermöglichte eine Regelung des Hydraulikdrucks in einem Bereich von 0 - 300 bar, zusätzlich wurde eine Speicheranlage gegen Druckschwankungen installiert, um die Axialkraft möglichst konstant zu halten.

Für den Reibtest wurde ein mit Gewindefett versehener und temperierter Prüfkörper (siehe Abbildung 5.5) in den Reibteststand eingebaut, mit einer definierten Last beaufschlagt und über den Stirnradgetriebemotor angetrieben. Der Gewindeprüfkörper wurde angetrieben, indem der Krafteinsatz das vom Stirnradgetriebemotor aufgebrachte Moment auf den Prüfkörper übertrug. Aufgrund der aufgenommenen Drehmomentdaten können Rückschlüsse auf den Reibungskoeffizienten des untersuchten Fettes gezogen werden.

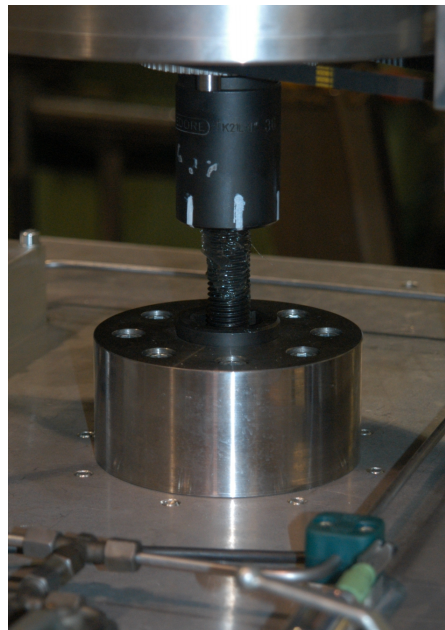


Abbildung 5.5: Gewindeprüfkörper in den Krafteinsätzen des Versuchsstandes (ITE)

Durch die Regelung der Axialkraft über ein computergesteuertes Druckventil (3) ist es möglich, eine definierte Last (Flächenpressung) auf den Prüfkörper aufzubringen. Die Ansteuerung und Datenerfassung des Reibteststands ist computergesteuert. Durch die parallele Aufzeichnung der Axialkraft, ist unter Verwendung der Axial-Kraftmessdose und eines Druckaufnehmers eine sehr genaue Ermittlung der sich im Prüfkörper einstellenden Flächenpressung möglich. Durch diese Maßnahme ist es möglich, exakt definierte und wiederholbare Lasten auf die Prüfkörper aufzubringen, um aussagekräftige und wiederholbare Ergebnisse zu erhalten.

Drehmomentmessung

Um den Reibungskoeffizienten während des Testens zu messen, ist es notwendig, das sich am Prüfkörper einstellende Drehmoment zu erfassen und zu messen. Anfragen bei namhaften Herstellern solcher Messgeräte ergaben, dass es aus Kostengründen notwendig war, eine eigene Drehmomentmessvorrichtung zu konzipieren und zu bauen. Die konstruierte ITE-Drehmomentmessnabe ist auf der Abbildung 5.6 zu sehen.

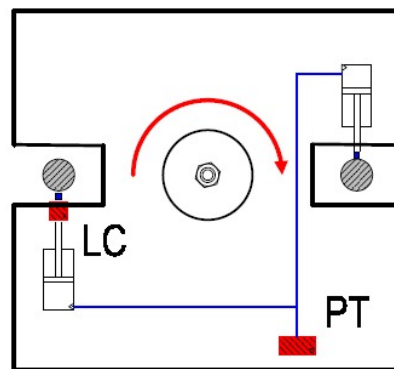


Abbildung 5.6: ITE-Drehmomentmessnabe

Während des Tests wird das Drehmoment des Prüfkörpers auf die Aluminiumplatte, die auf einem Kegelrollenlager montiert ist, auf die Drehmomentmessvorrichtung übertragen. Die beiden miteinander verbundenen und auf der Aluminiumplatte montierten Hydraulikzylinder stützen sich auf den Ständern der Traverse ab und erzeugen einen Druck im Hydrauliksystem. Durch die Verbindung der beiden Zylinder werden Ungenauigkeiten der Messergebnisse durch Biegeerscheinungen während der Testphase verhindert. Durch die Verwendung einer Axialkraftmessdose, die in dem Kolben eines Hydraulikzylinders installiert wurde (Abbildung 5.7), kann das sich einstellende Drehmoment exakt gemessen werden.



Abbildung 5.7: Kraftmessdose montiert im Hydraulikzylinder der Drehmomentmessnabe

Parrallel dazu wurde der Druck in den verbundenen Zylindern zur Überprüfung mit aufgezeichnet (Abbildung 5.8).



Abbildung 5.8: Druckmessdose montiert in der Hydraulik der Drehmomentmessnabe

Reibungsverluste durch das Axiallager unter der Aluminiumplatte können hierbei vernachlässigt werden, da die Auslenkung während des Tests nur wenige Grad beträgt. Der Reibungskoeffizient wurde durch das sich einstellende Drehmoment und die vorherrschende Axialbelastung anhand folgender Formel ermittelt:

$$\mu = \frac{T}{F_A} + \frac{P}{2\pi} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{R_p} \quad (5.6)$$

mit

$$T = F_A \cdot L \quad (5.7)$$

5.2.1 ITE-Reibtest-Prüfkörper

Reibtestuntersuchungen wurden unter Verwendung von angefertigten Spezialprüfkörpern durchgeführt, um die Reibungskoeffizienten unter den eingestellten Lastkonditionen zu testen. Auf Grund der Unterscheidung zwischen Gewinde- und Schulterbereich, für die

jeweils unterschiedliche Flächenpressungen wirksam sind, war es notwendig, zwei unterschiedliche Prüfkörpertypen für diese Untersuchungen bereitzuhalten.

Für die Untersuchungen im Gewindebereich wird ein Gewindeprüfkörper (Bolzen) benutzt, für den Schulterbereich wurde ein spezieller Schulter Prüfkörper entworfen und gebaut. Diese Prüfkörper haben die Aufgabe, die unterschiedlichen Randbedingungen und die Effekte während des Verschraubvorganges zu simulieren.

Gewinde-Prüfkörper

Für die Untersuchungen im Gewindebereich wurden ein Standard Gewindebolzen (M24x100 nach DIN 933 ISO/4017) und eine Standardmutter (M24 nach Din 934) verwendet (siehe Abbildung 5.9)

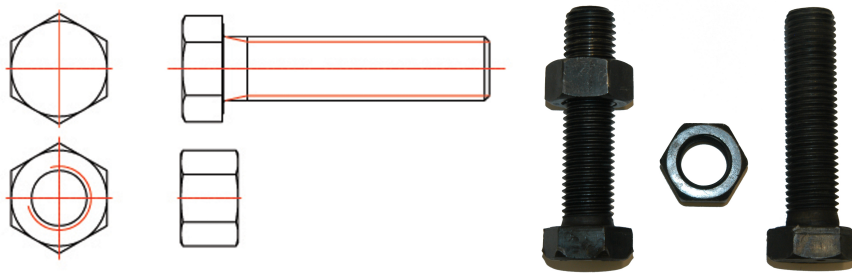


Abbildung 5.9: Gewindeprüfkörper (M24X100 nach DIN 933 bzw. DIN 934)

Die Güte der verwendeten Prüfkörper betrug 10,9, um eine Vergleichbarkeit zu den von API durchgeführten Untersuchungen zu gewährleisten. Die Berechnung der Flächenpressung erfolgte nach:

$$p = \frac{F[N]}{A_{Proj.}[mm^2]} \quad (5.8)$$

mit

$$A_{Proj.} = \frac{\pi}{\cos \alpha \cdot 4} \cdot (24mm^2 - 20,752mm^2) = 131,821mm^2 \cdot 6 = 790,931mm^2 \quad (5.9)$$

Hierbei wurde unterstellt, dass sich die Flächenpressung gleichmäßig auf Bolzen und Mutter verteilt.

Schulter-Prüfkörper

Für die Untersuchungen der Flächenpressung im Schulterbereich wurden spezielle Prüfkörper konstruiert und gebaut (Abbildung 5.10). Die Prüfkörper wurden aus 115CrV3-Stahl (Silberstahl (Mat.Nr.:1.2210)) gefertigt und gehärtet.

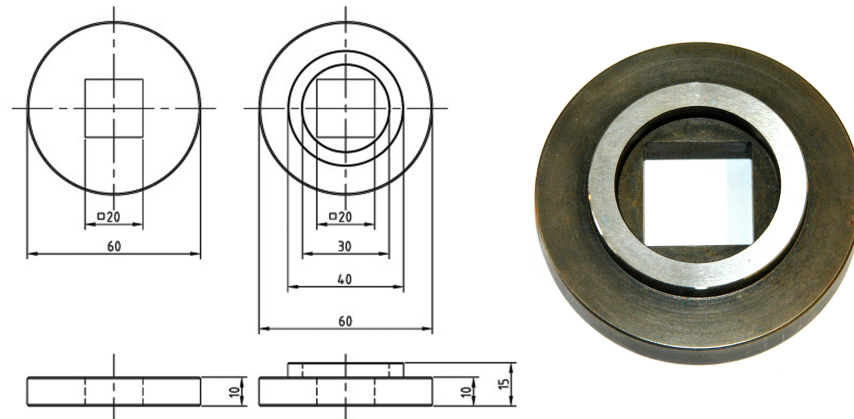


Abbildung 5.10: Prüfkörper zur Untersuchung von Reibungskoeffizienten im Schulterbereich (115CrV3)

Die Schulterprüfkörper wurden so konzipiert, dass Ringe unter der eingestellten Axiallast aufeinander reiben. Auf Grund der Konstruktion ist der Einfluss der Biegung (Flankenbiegung) ausgeschlossen.



Abbildung 5.11: Schulterprüfkörper(Adapter)

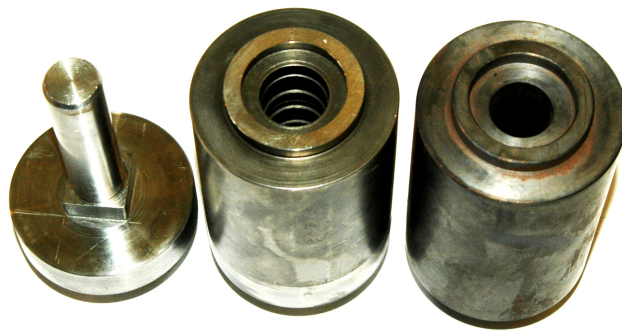


Abbildung 5.12: Schulterprüfkörper(Adapter)

Die Berechnung der Flächenpressung erfolgte nach:

$$p = \frac{F_A[N]}{A[mm^2]} \quad (5.10)$$

mit der Reibfläche (A)

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (40mm^2 - 30mm^2) = 549,77mm^2 \quad (5.11)$$

Die Tabelle 5.1 zeigt das Verhältnis der durch den Teststand aufgebrauchten Axialkraft und der resultierenden Flächenpressung in den einzelnen Prüfkörpern.

Axiallast [kN]	Gewindeprüfkörper [790,93 N/mm ²]	Schulterprüfkörper [549,77 N/mm ²]
10	12,6	18,2
20	25,3	36,4
50	63,2	90,9
100	126,4	181,9
150	189,6	272,8
200	252,9	363,8
250	316,1	454,7
300	379,3	545,7
350	442,5	636,6
400	505,7	727,6
450	568,9	818,5

Tabelle 5.1: Prüfkörperbelastungen unter Axiallast

5.2.2 Testvorgehen

Das relative Reibverhalten der Gewindefette wurde durch Untersuchungen an Gewinde- bzw. Schulterprüfkörpern durchgeführt. Hierbei wurden die Reibungswerte (Drehmoment) in einem Torque-Turn-Plot aufgezeichnet (siehe Abbildung 5.18). Durch die Aufzeichnung des sich am Prüfkörper einstellenden Drehmoments konnte der Reibungskoeffizient unter Verwendung der eingestellten Axiallast berechnet werden.

Jeder neue Prüfkörper (Gewinde- und Schulterprüfkörper) wurde zehn Verschraubzyklen unterzogen, bevor die eigentlichen Versuchsreihen gestartet wurden. Sinn war es, die herstellungsbedingten Oberflächenrauigkeiten auf ein einheitliches Niveau zu bringen. Dieses Einfahren bei einer Last von 10 kN, wurde mit dem zu testenden Fett vorgenommen.

Nach dem Einfahren, wurde der Prüfkörper gereinigt, auf Beschädigungen untersucht, mit dem zu untersuchenden Gewindefett beschichtet (siehe Abbildung 5.13) und in die Anlage verbaut.



Abbildung 5.13: Gefetteter M24-Gewindeprüfkörper (Gewindefett: Multidope Yellow)

Die Schulterprüfkörper wurden vor dem Test geschliffen, um die von API empfohlene Oberflächenrauheit herzustellen (siehe Abbildung 5.14). Die Messung der Oberflächenrauigkeit kann dem Anhang entnommen werden.

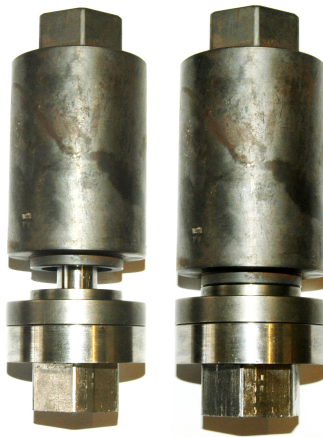


Abbildung 5.14: Schulterprüfkörper vor dem Test

Nach der Eingabe der Zielwertvorgaben (Versuchsdaten: Axiallast, Verschraubgeschwindigkeit) wurde der Prüfkörper vollautomatisch und computerkontrolliert den eingestellten Lasten ausgesetzt und angefahren (rotiert).

Für die Reibtestuntersuchungen unter Tieftemperatur (-30°C) musste der Prüfkörper auf die zu testenden Temperaturstufen abgekühlt werden. Um diese Temperaturen zu erreichen, wurde ein Eintauchkühler verwendet. Die Temperaturmessung (Überwachung) erfolgte via Infrarotthermometer.

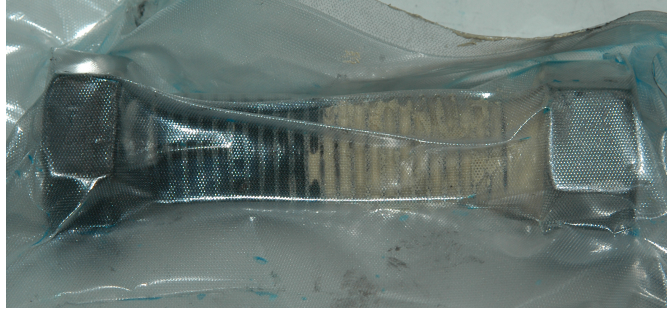


Abbildung 5.15: eingeschweißter Prüfkörper für Tieftemperaturversuche

Für einen Test wurde ein vorbereiteter Prüfkörper in eine Plastikummhüllung eingeschweißt (Abbildung 5.15) und in ein mit Frostschutzmittel gefülltes Temperierbad gegeben (Abbildung 5.16).



Abbildung 5.16: Kühlspirale im Temperierbad der Versuchsanlage

Nach Erreichen der Testtemperatur wurde der Prüfkörper aus dem Temperierbehälter entnommen und in die Testanlage montiert. Der sich während des Tests erwärmende Prüfkörper wurde dabei kontinuierlich mittels eines Infrarotthermometers überwacht.

Wegen der steigenden Temperatur während des Testens konnten keine exakten Klassifizierungen von Temperaturstufen vorgenommen werden. Die Temperatur wurde daher nur in Tieftemperatur eingeteilt.

5.2.3 Datenauswertung

Vor den eigentlichen Reibtestuntersuchungen wurden über 900 Kalibrierungstests an unterschiedlichen Prüfkörper und Gewindefett-Kombinationen durchgeführt, um die Funktion der Messwerterfassung zu überprüfen und Ungenauigkeiten zu eliminieren.

Zur Ermittlung der Auswirkung von Axialkraft und evtl. auftretenden Biegeeinflüssen, wurde ein Gewindeprüfkörper (M24) mit 4, im 90°-Intervall angebrachten Dehnungsmesstreifen ausgestattet. Zum Schutz der sensiblen Messtechnik wurde zusätzlich eine Schutzhülle aus elastischem Abdeckmaterial über den Dehnungsmesstreifen befestigt (siehe Abbildung 5.17). Der Test zeigte auftretende Biegebelastungen während der Testroutinen sowie Unstetigkeiten bei der Drehmomenterfassung. Durch eine Feinjustierung konnten so die Regelroutinen und montierten Bauteile ausgerichtet und Abweichungen eliminiert werden. Die nachfolgenden Versuche zeigten gute und wiederholbare Ergebnisse.



Abbildung 5.17: Prüfkörper mit applizierten Dehnungsmessstreifen (DMS)

Für die Versuchsdurchführung unter Axialbelastung, Temperatur und Umdrehungsgeschwindigkeit wurden acht Einzeltests durchgeführt. Auf der Basis der gemessenen Drehmomente wurden die Reibungskoeffizienten ermittelt. Einen detaillierten Überblick über die Datenauswertung sollen die folgenden Tabellen geben:

Verschraubgeschwindigkeit	Rotationswinkel	Datenwerte
1 RPM	720°	1250
3 RPM	720°	425
5 RPM	720°	260

Tabelle 5.2: Datenübersicht Gewindeprüfkörper

Der Rotationswinkel der Schulterprüfkörper wurde auf 360° begrenzt. Grund hierfür war der Schmierfilmabriss auf den Reibflächen durch das verdrängte Gewindefett bei Axiallast.

Verschraubgeschwindigkeit	Rotationswinkel	Datenwerte
1 RPM	360°	610
3 RPM	360°	220
5 RPM	360°	140

Tabelle 5.3: Datenübersicht Schulterprüfkörper

Abbildung 5.18 gibt einen Überblick über die effektive Datenauswertung für die Bestimmung der Reibungskoeffizienten für ein getestetes Gewindefett. Die ersten und letzten Datenwerte wurden, auf Grund der zur überwindenen Haftreibung während der Startphase des Tests und dem Nachlaufen des Motors nach Beendigung des Tests bei der Auswertung abgeschnitten.

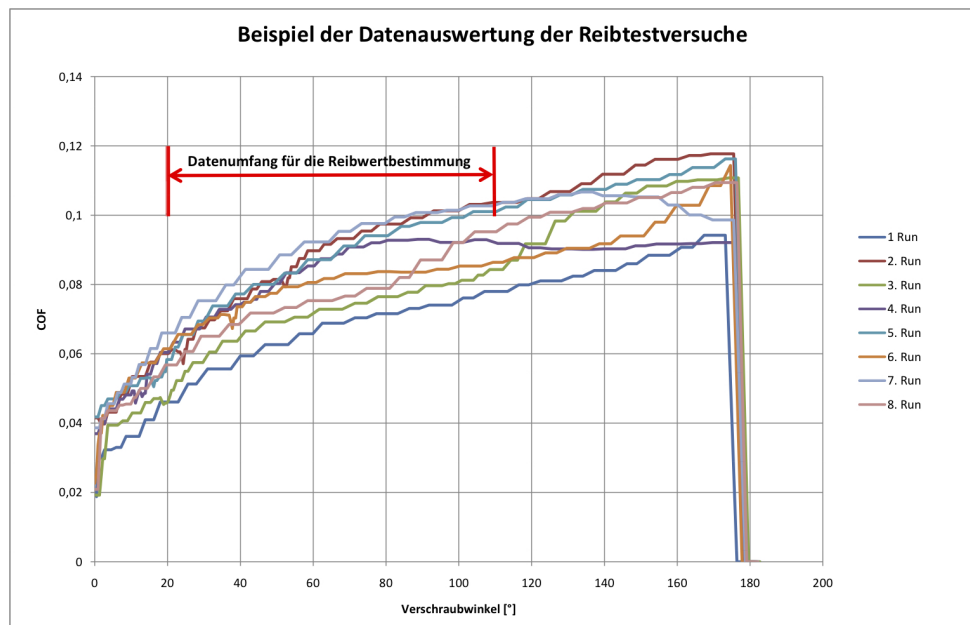


Abbildung 5.18: Übersicht über die Auswertung der gemessenen Datenwerte

Gewindefette

Bei den Gewindefetten, die in dieser Arbeit getestet wurden, handelt es sich um:

Nr.	Gewindefett	Reibungsfaktor	Hersteller
1.	API-Modified (API)	1,0	Jet Lube
2.	Bestolife 3000 (B3000)	1,0	Bestolife Corporation
3.	KOLR King (KKD)	1,0	
4.	KOPR Kote (KK)	1,15 - 1,25	Jet Lube
5.	Irish Copper (IC)	1,18	Forum SPD
6.	Rhenus Norlith GBF1 (GBF1)	1,0	Rhenus
7.	Multidope Yellow (MdY)	1,0	Statoil
8.	Z50 (Z50)	1,0	Jet Lube

Tabelle 5.4: Verwendete Gewindefette

Detaillierte Informationen und technische Datenblätter zu den verwendeten Gewindefetten sind Anhang 6 zu entnehmen.

6 Reibtestergebnisse

In diesem Kapitel werden sämtliche Reibtestergebnisse dieser Arbeit zusammenfassend dargestellt. Es wurden über 3500 Reibtestuntersuchungen an unterschiedlichen Prüfkörpern und unter Verwendung von acht unterschiedlichen OCTG-Gewindefetten vorgenommen. Eine Gesamtübersicht über alle gültigen Datensätze ist dem folgenden Kapitel und Anhang A zu entnehmen. Die Tabellen 6.1 und 6.2 geben eine Übersicht über alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche bei Raumtemperatur (RT) und Tieftemperatur (DT).

Temp.	API	KK	IC	MdY	B3000	KKing	GBF1	Z50
RT	288	294	168	204	180	180	180	240
DT	156	96	96	144	96	120	96	96
Σ	444	390	264	348	276	300	276	336

Tabelle 6.1: Datensätze der Untersuchung an Gewindeprüfkörpern

TOTAL: 2634

Temp.	API	KK	IC	MdY	B3000	KKD	GBF1	Z50
RT	96	96	48	66	132	96	72	96
DT	48	48	24	25	22	30	24	32
Σ	144	144	72	91	154	126	96	128

Tabelle 6.2: Datensätze der Untersuchung an Schulterprüfkörpern

TOTAL: 955

Die Versuche wurden wie zuvor beschrieben durchgeführt. Die in der ITE-Reibtestanlage gemessenen Drehmomente der gültigen Testreihen wurden in Reibungswerte umgerechnet und nachfolgend in Diagrammen dargestellt.

Ungültige Versuchsreihen wurden bei dieser Auswertung nicht berücksichtigt. Bei sich ankündigenden Fresserscheinungen („knacken“) während des Testens, wurde der laufende Test abgebrochen und mit einem neuen Prüfkörper wiederholt. Das Knacken kam

durch die Fettverdrängung am Prüfkörper zustande, so dass eine ausreichende Schmierung der Reibflächen nicht mehr sichergestellt war. Auf Grund von wiederholtem Ausfall der Prüfkörper sind einige Messreihen nicht vollständig.

In den folgenden Diagrammen wurden die Trendlinien logarithmisch berechnet, da das Bestimmtheitsmaß so groß wie möglich sein sollte. Dieses traf nicht immer zu, aber ein Vergleich der Auswertungen zeigte, dass sich die Abweichungen in einem minimalen Rahmen befanden und so für die Auswertung vernachlässigt werden konnten.

Getestet wurde, ausgehend von den an einer Verbindung real vorherrschenden Lasten, mit einer Flächenpressung von bis zu 400 N/mm^2 im Gewindebereich und einer Flächenpressung von bis zu 800 N/mm^2 im Schulterbereich.

Bei den ebenfalls abgebildeten Trendverläufen wurden Reibtestuntersuchungen bei einer Belastung von 120 kN ohne Reinigung der Oberflächen durchgeführt. Nach einem Versuchsdurchlauf wurde auf die gefahrenen Oberflächen neues Gewindefett aufgetragen und erneut getestet. Ziel war es, zu untersuchen, welchen Einfluss die Gewindefettreste, die sich auf den Oberflächen befanden, auf das Verschraubmoment hatte.

6.1 API-Modified

Die folgenden Diagramme enthalten die Datenauswertung von API-Modified.

Die Gewindeprüfkörper (Abbildung 6.1) zeigten einen mit der Flächenpressung (Axialkraft) ansteigenden Reibungskoeffizienten. Der Anstieg erfolgte asymptotisch zu einem Wert von 0,08 bei höheren Flächenpressungen. Die Reibtestuntersuchungen bei Tieftemperatur (Abbildung 6.2) zeigten eine entgegengesetzte Tendenz. Der gemessene Reibungsfaktor sank mit steigender Flächenpressung und stabilisierte sich bei einem Wert von 0,05.

Der gestestete Schulterprüfkörper (Abbildungen 6.4 und 6.5) zeigte einen nahezu konstanten Reibungskoeffizienten in einem Bereich von 0,035 - 0,045.

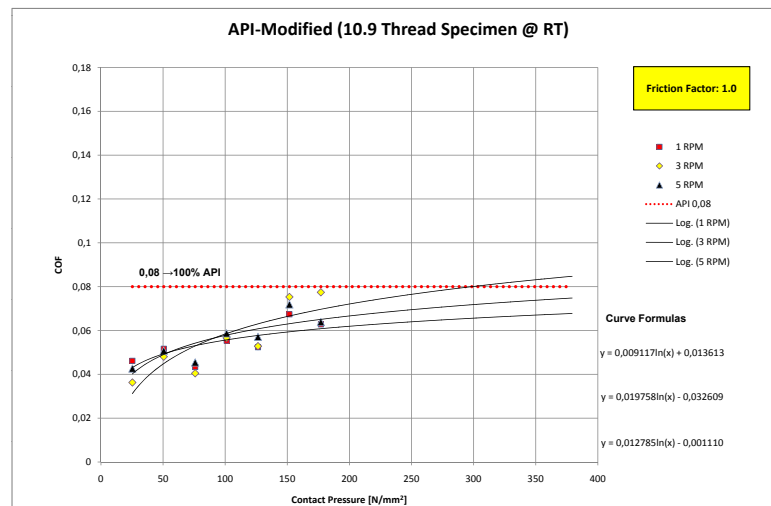


Abbildung 6.1: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

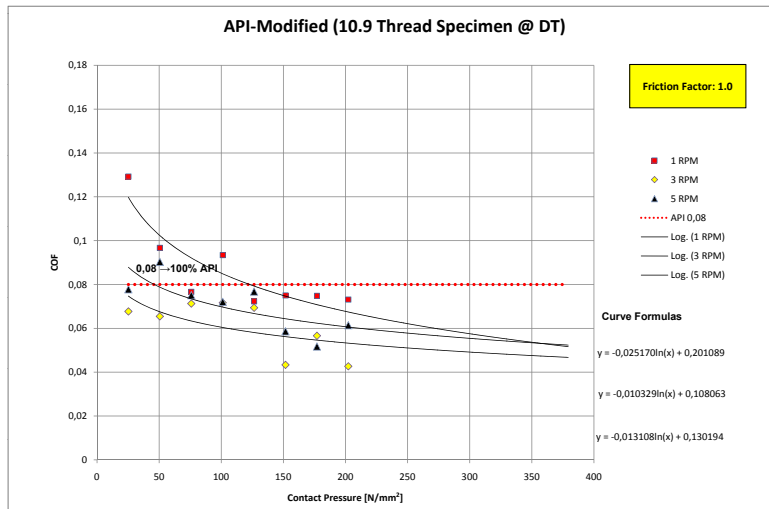


Abbildung 6.2: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

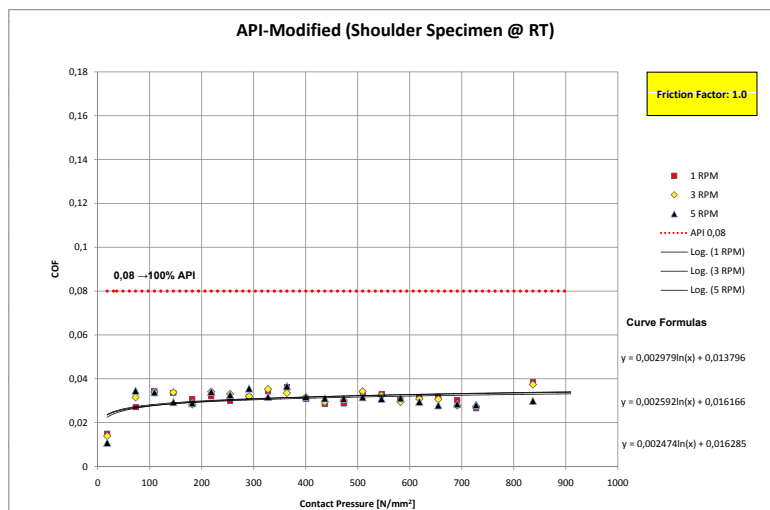


Abbildung 6.3: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

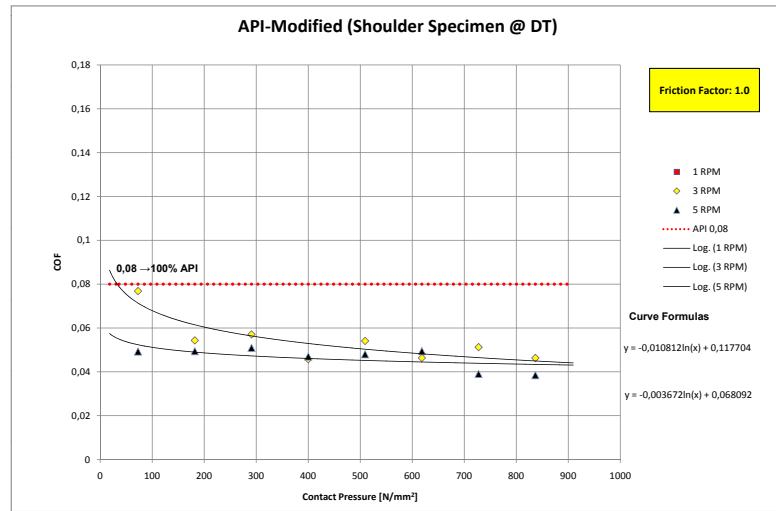


Abbildung 6.4: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

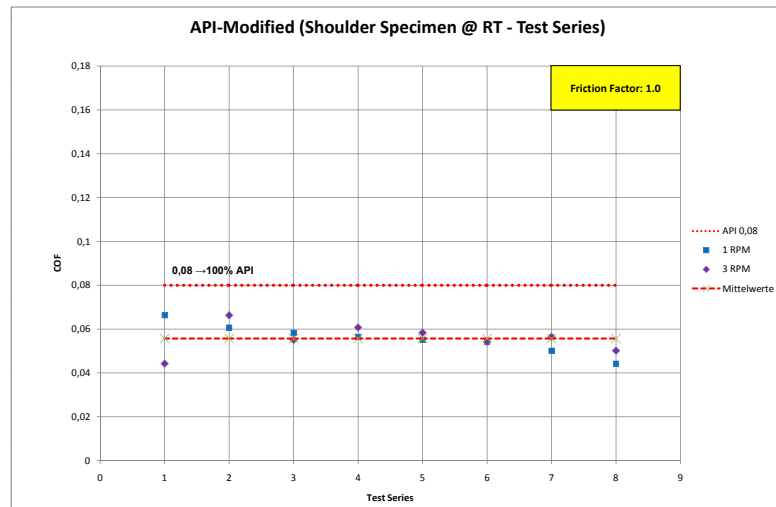


Abbildung 6.5: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

6.2 Bestolife 3000

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Bestolife 3000.

Bei Raumtemperatur (Abbildung 6.6) zeigte Bestolife 3000 nur einen leichten Anstieg des Reibungskoeffizienten mit steigender Flächenpressung. Der Wert des Reibungskoeffizienten startete bei 0,06 und blieb bei einem Wert von 0,08 nahezu konstant. Die Tieftemperaturversuche (Abbildung 6.7) zeigten einen ansteigenden Reibungskoeffizienten der sich bei einem Wert von 0,09 bei steigender Flächenpressung zu stabilisieren schien.

Die Schulterprüfkörper (Abbildung 6.8 und 6.9) zeigen einen konstanten Reibungskoeffizienten von 0,04 bei Raumtemperatur und 0,06 bei Tieftemperatur.

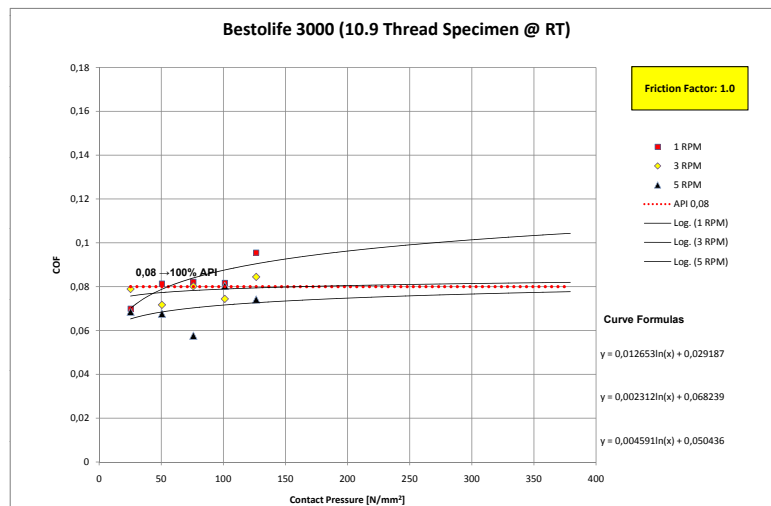


Abbildung 6.6: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

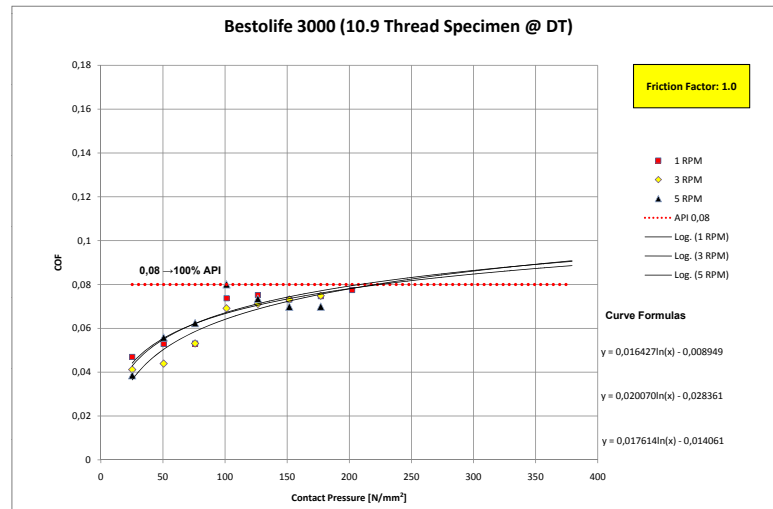


Abbildung 6.7: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^\circ C$)

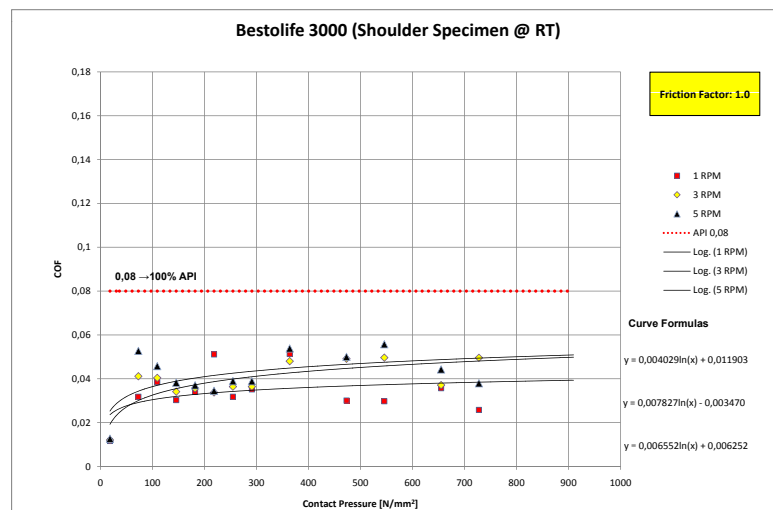


Abbildung 6.8: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^\circ C$)

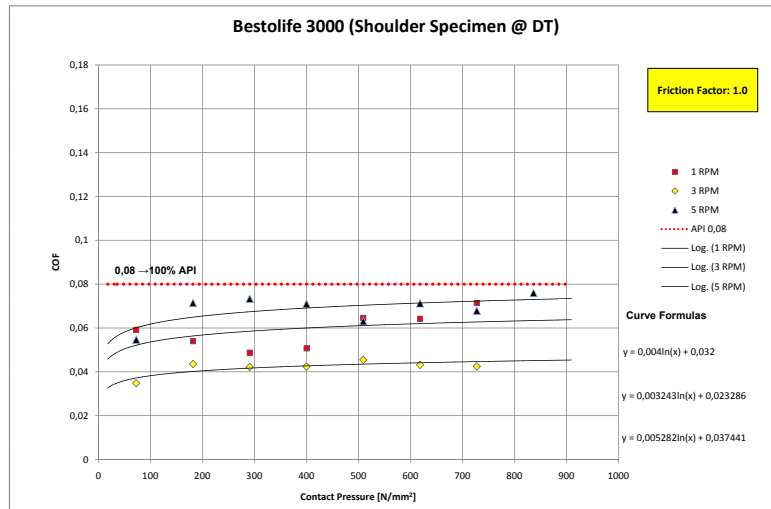


Abbildung 6.9: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

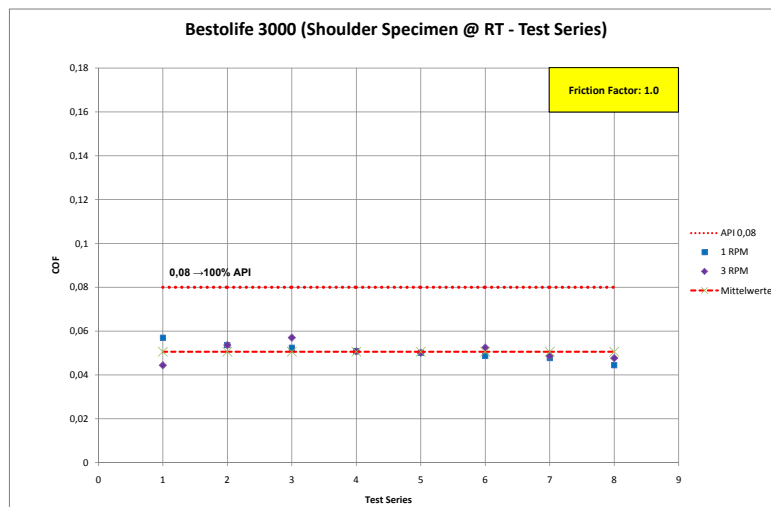


Abbildung 6.10: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

6.3 GBF 1

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von GBF 1.

Bei Raumtemperatur (Abbildung 6.11) zeigte der Reibungskoeffizient von GBF 1 eine Stabilisierungstendenz bei einem Wert von 0,09 bei hohen Flächenpressungen. Bei den Untersuchungen bei Tieftemperatur (Abbildung 6.12) verhielt sich der Reibungskoeffizient ähnlich und stabilisierte sich bei einem Wert von 0,08.

Die Schulterprüfkörper (Abbildung 6.13 und 6.14) zeigten dasselbe Verhalten des Reibungskoeffizienten unter steigender Flächenpressung. Nur die Schulterreibtestuntersuchungen bei Tieftemperatur zeigten einen sehr hohen Wert des Reibungskoeffizienten von 0,12.

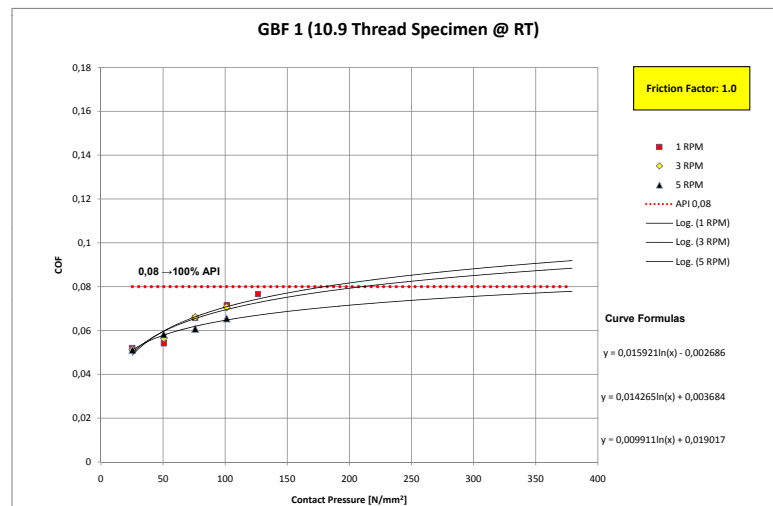


Abbildung 6.11: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

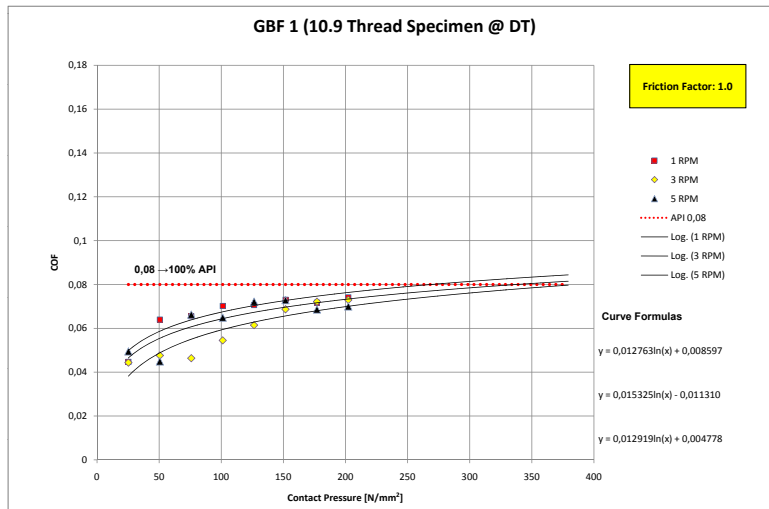


Abbildung 6.12: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

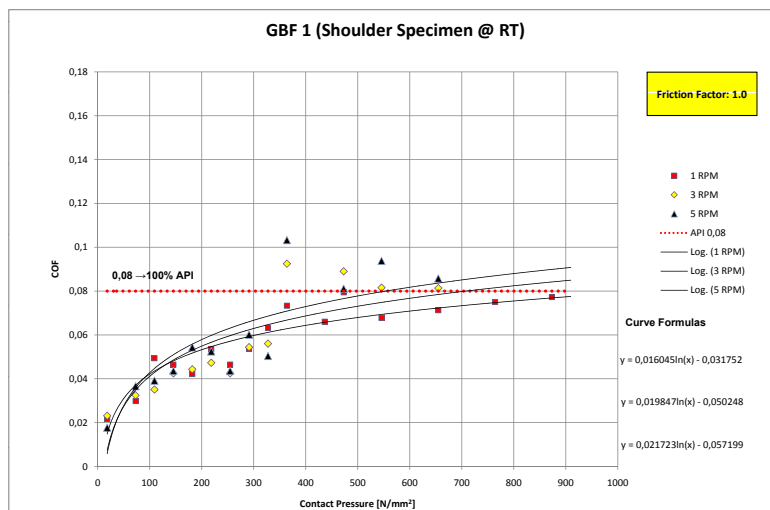


Abbildung 6.13: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

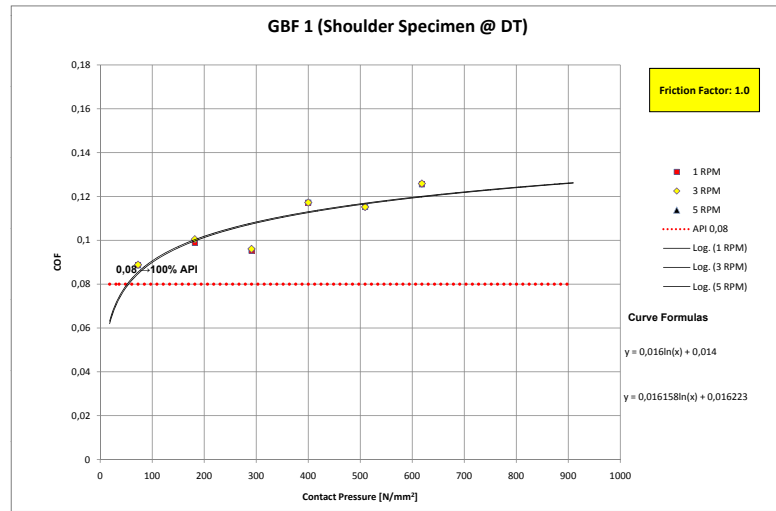


Abbildung 6.14: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

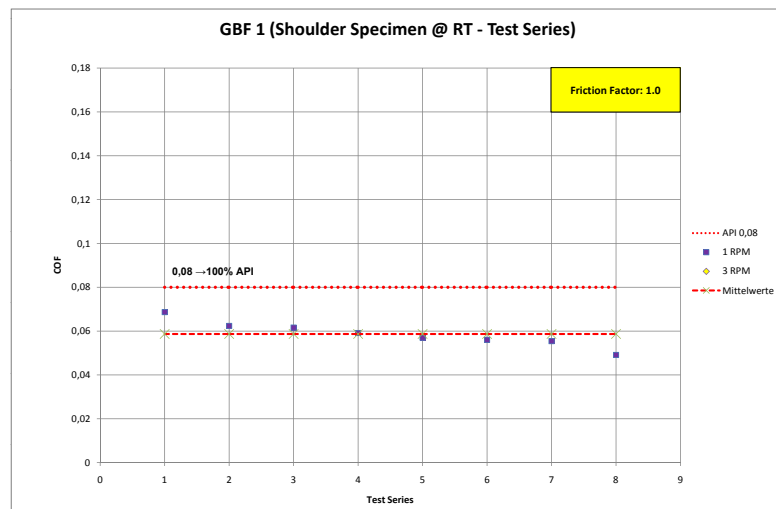


Abbildung 6.15: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

6.4 Irish Copper

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Irish Copper.

Die Gewindeprüfkörper (Abbildung 6.16) zeigten einen konstanten Reibungskoeffizient bei Raumtemperatur. Der Reibungskoeffizient betrug 0,08. Auch die Reibtestuntersuchungen bei Tieftemperatur (Abbildung 6.17) zeigten einen einheitlichen Verlauf mit einem Wert etwas über 0,08. Irish Copper sollte eigentlich einen höheren Reibungskoeffizienten haben, da der Reibungsfaktor dieses Gewindefettes mit 1,18 angegeben ist.

Die Reibtestergebnisse an den Schulterprüfkörpern (Abbildung 6.18 und 6.19) zeigten die gleichen steigenden Tendenzen des Reibungskoeffizienten mit der Flächenpressung. Der Wert bei einer hohen Flächenpressung wurde mit 0,1 berechnet, was etwas über den Herstellerangaben liegt.

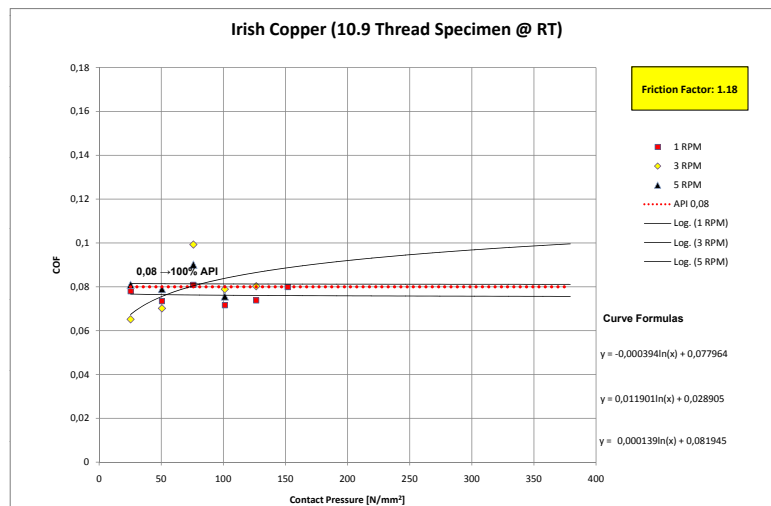


Abbildung 6.16: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

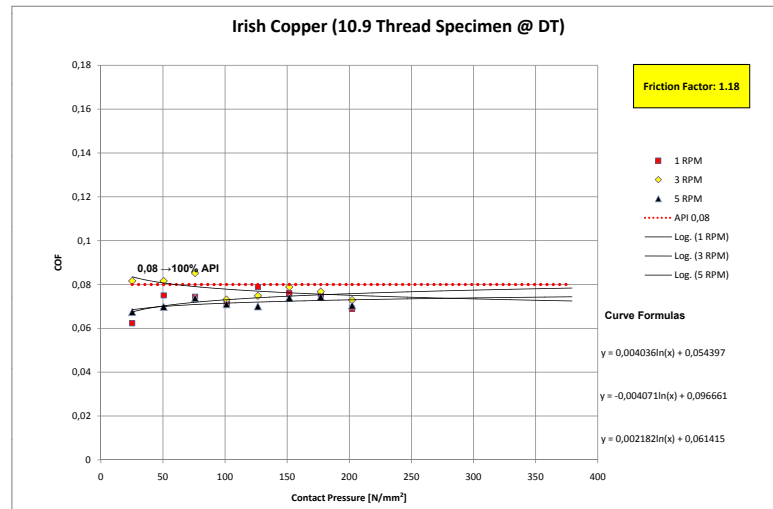


Abbildung 6.17: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

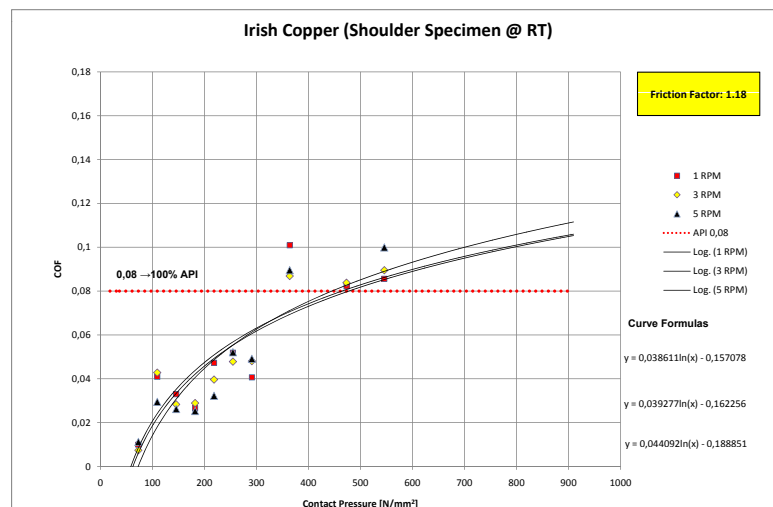


Abbildung 6.18: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

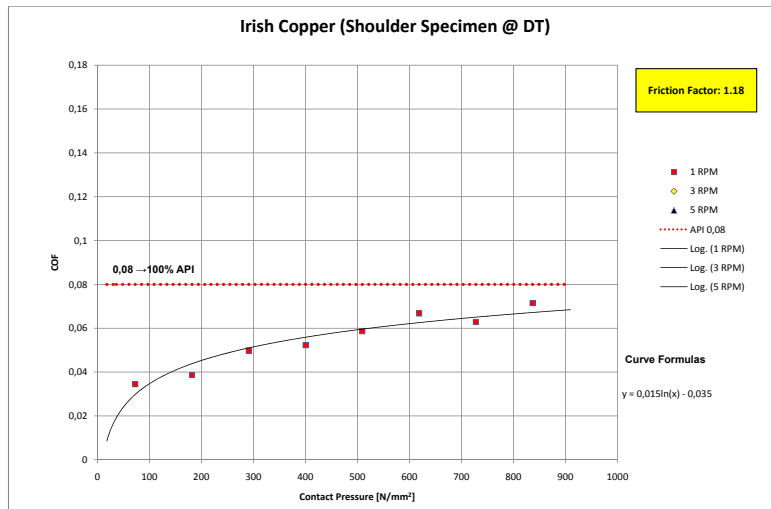


Abbildung 6.19: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

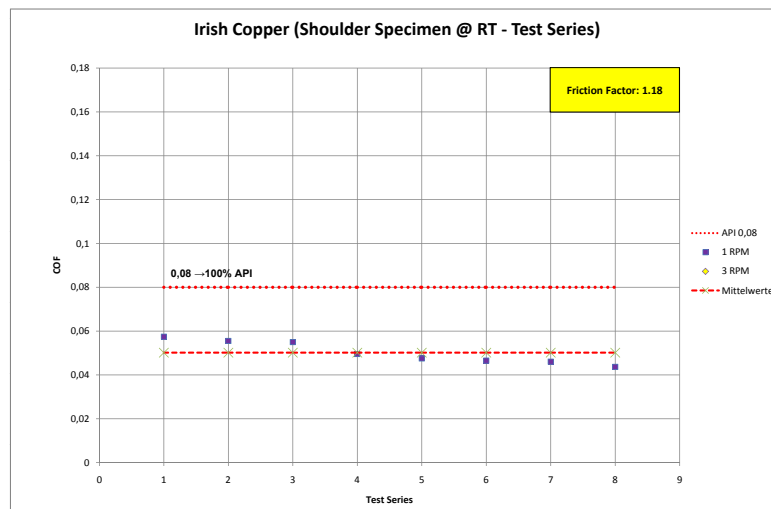


Abbildung 6.20: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

6.5 Kollr King Drill

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Kollr King Drill.

Der Reibungskoeffizient von Kollar King Drill (Abbildung 6.21) zeigte bei Raumtemperatur einen ansteigenden Wert bei steigender Flächenpressung mit einer Stabilisierung bei 0,07 bei höheren Axiallasten. Bei den Tieftemperaturuntersuchungen (Abbildung 6.22) stellte sich ein Koeffizient von 0,06 ein.

Die Untersuchungen an den Schulterprüfkörpern (Abbildung 6.23) lieferten im Vergleich zu dem API Wert einen sehr niedrigen Koeffizienten von 0,03. Bei Tieftemperatur (Abbildung 6.24) konnten keine konstanten Werte gemessen werden.

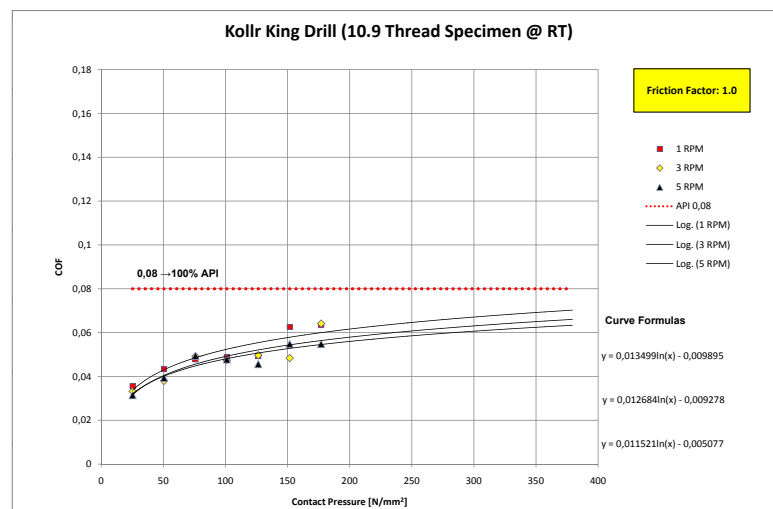


Abbildung 6.21: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

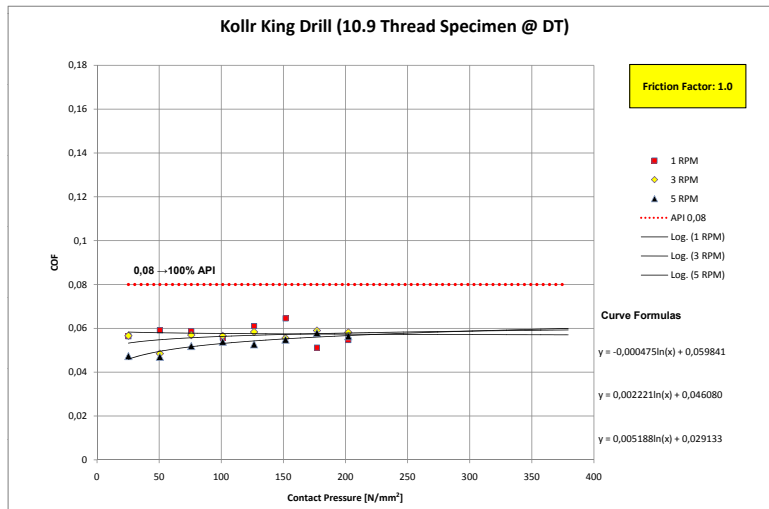


Abbildung 6.22: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

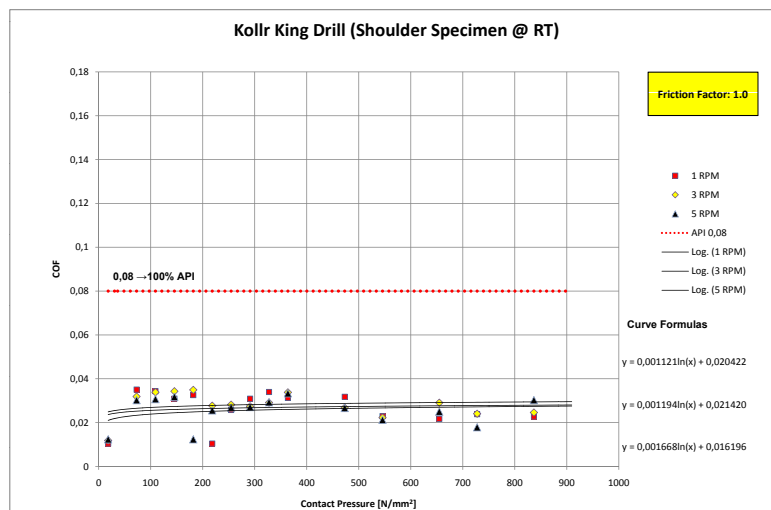


Abbildung 6.23: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

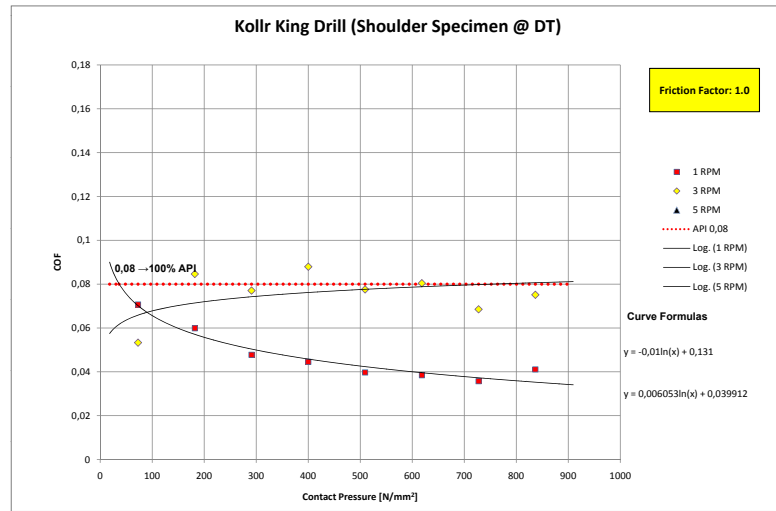


Abbildung 6.24: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

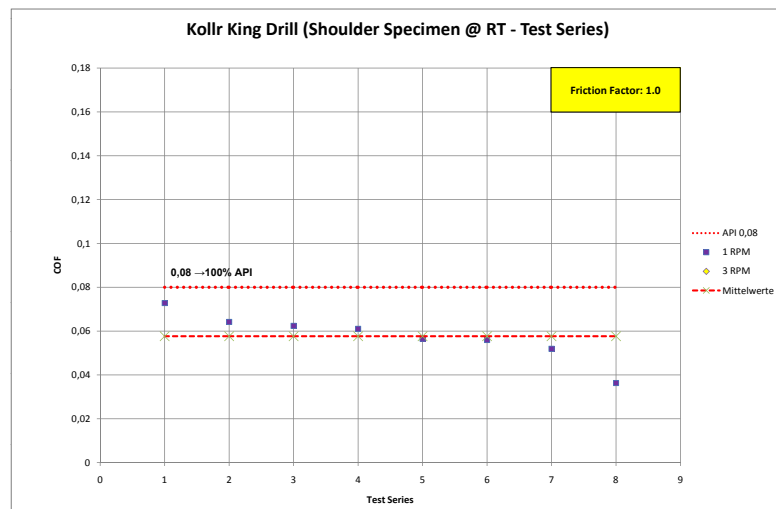


Abbildung 6.25: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

6.6 Kopr Kote

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Kopr Kote.

Der Reibungskoeffizient von Kopr Kote (Abbildung 6.26) zeigte bei Raumtemperatur einen mit der Flächenpressung steigenden Wert. Dieser war kleiner als der Reibungskoeffizient von API-Modified. Bei hohen Flächenpressungen schien der Reibungskoeffizient konstant bei 0,08 zu liegen. Die Untersuchungen bei Tieftemperatur (Abbildung 6.27) zeigten einen relativ konstanten Wert von 0,065.

Bei den Schulterprüfkörpern (Abbildung 6.28) zeigte sich ebenfalls eine mit der Flächenpressung steigende Tendenz des Reibungskoeffizienten. Es fand allerdings eine Stabilisierung bei einem Wert von 0,045 statt. Für die Tieftemperaturversuche (Abbildung 6.29) waren keine konstanten Werte zu ermitteln.

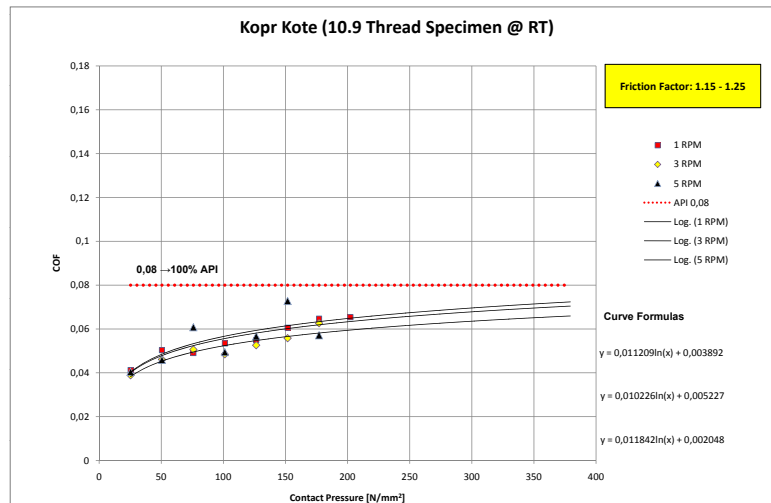


Abbildung 6.26: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^\circ\text{C}$)

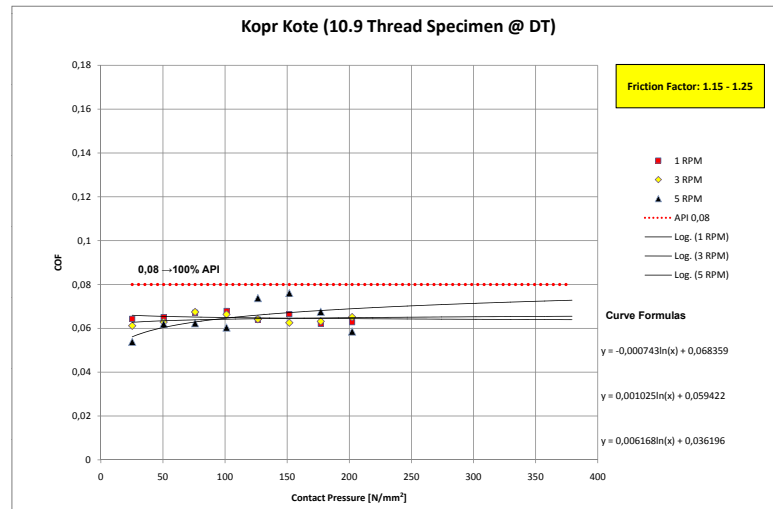


Abbildung 6.27: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

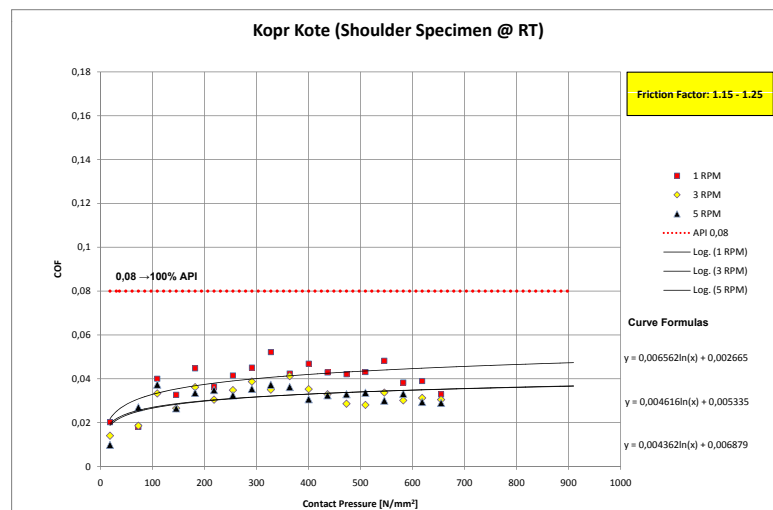


Abbildung 6.28: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

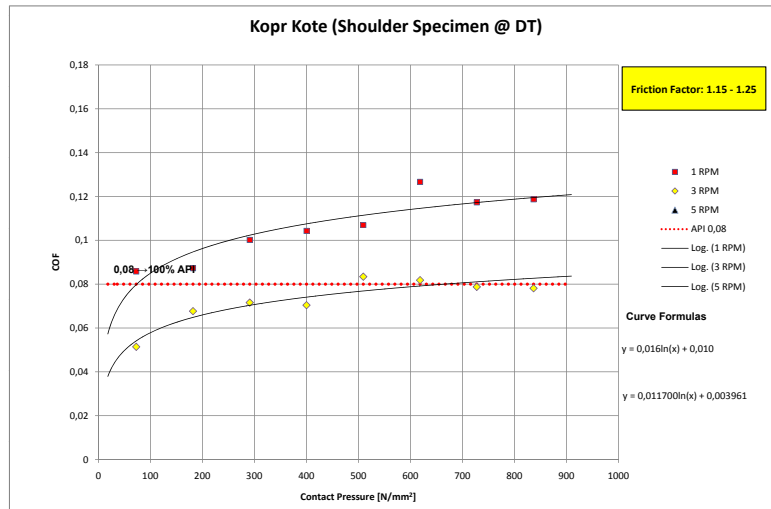


Abbildung 6.29: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

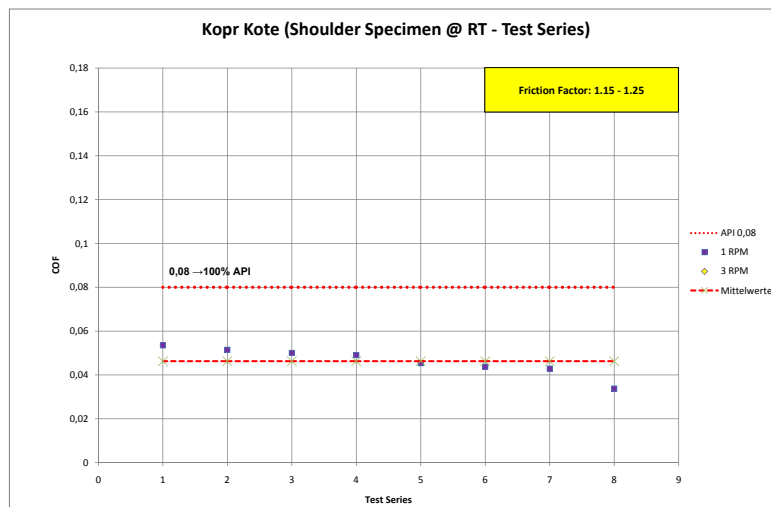


Abbildung 6.30: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

6.7 Multi Dope Yellow

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Multidope Yellow.

Der Reibungskoeffizient von Multidope Yellow (Abbildung 6.31) zeigte unter Raumtemperatur ebenfalls eine mit der Flächenpressung steigende Tendenz bis zu einem Wert von 0,08. Würde diese Tendenz extrapoliert, erhielten wir einen Wert von 0,06. Dies zeigt, dass der Reibungskoeffizient von Multidope Yellow im Gewindebereich unter dem von API postulierten Wert liegt. Tieftemperaturuntersuchungen (Abbildung 6.32) zeigten eine Abnahme des Reibungskoeffizienten, gefolgt von einer Stabilisierung bei einem Wert von 0,05.

Tests mit Schulterprüfkörpern (Abbildung 6.33 und 6.34) zeigten konstante Werte bei 0,02 bei Raumtemperatur und 0,08 bei Tieftemperaturtests.

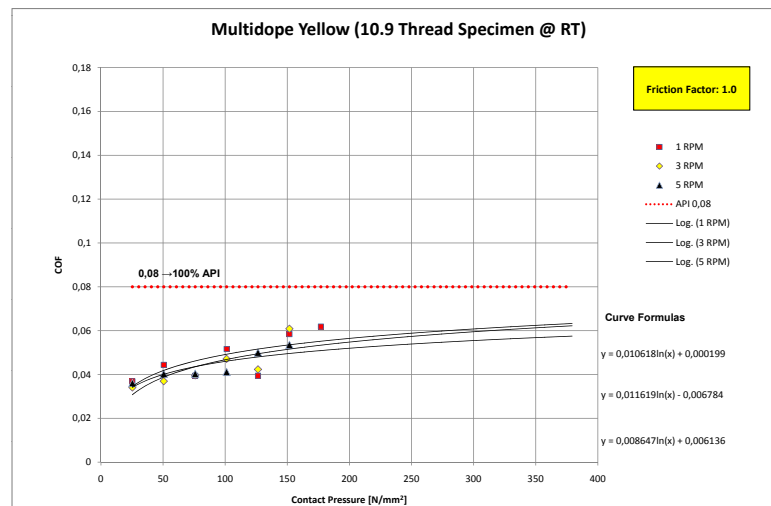


Abbildung 6.31: Multidope Yellow: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

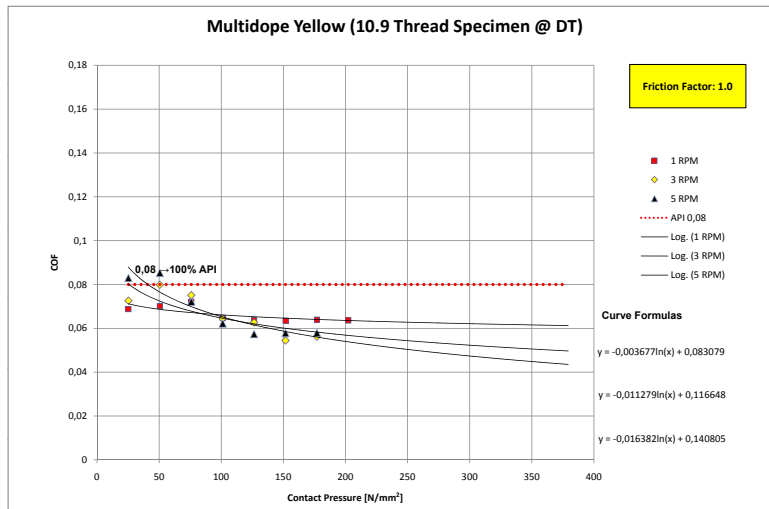


Abbildung 6.32: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}C$)

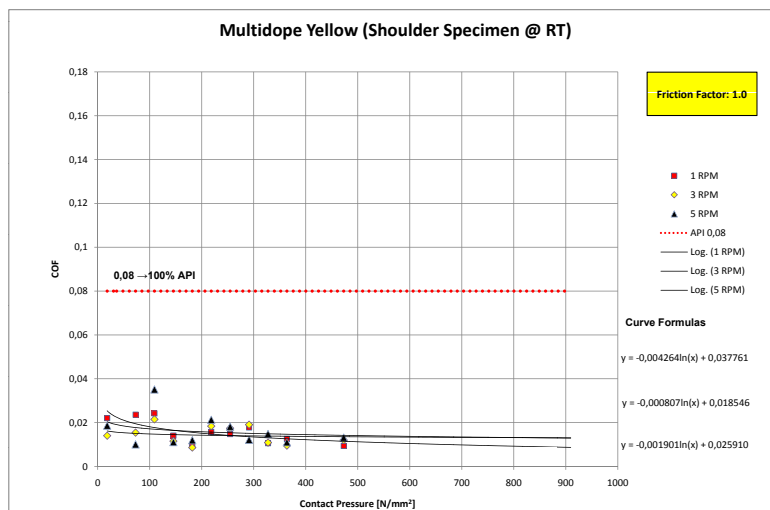


Abbildung 6.33: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}C$)

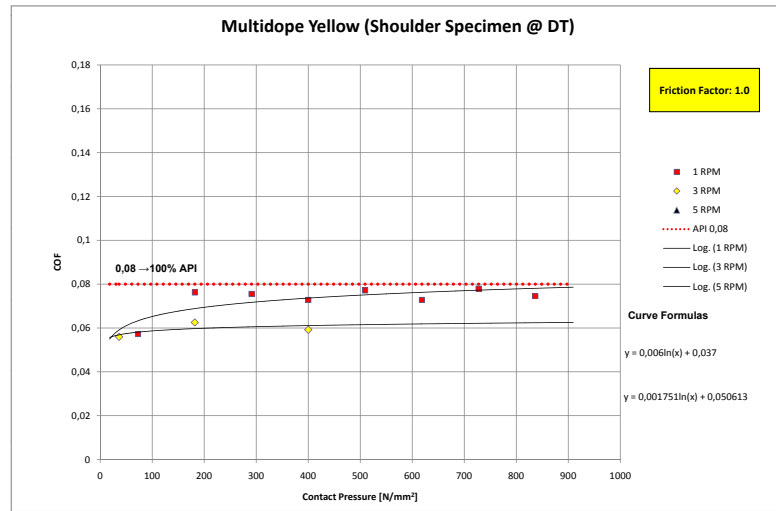


Abbildung 6.34: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

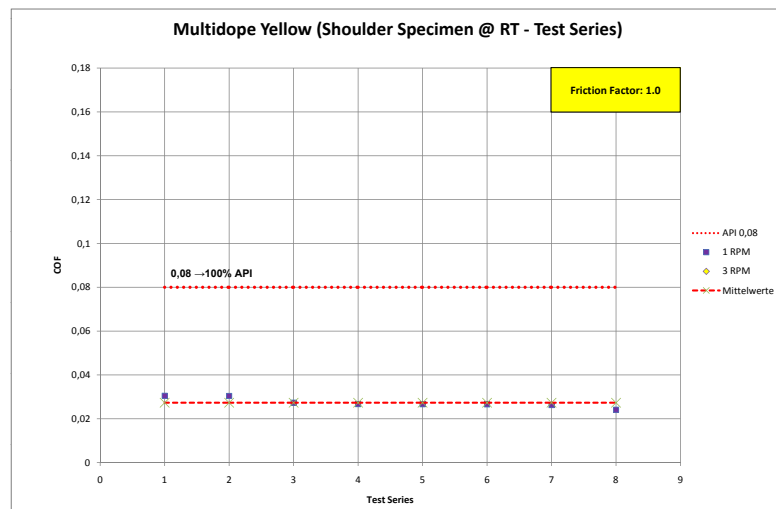


Abbildung 6.35: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

6.8 Z50

Folgende Diagramme enthalten die Datenauswertung von Z50.

Unter Raumtemperatur (Abbildung 6.36) zeigte sich ein mit der Flächenpressung steigender Verlauf des Reibungskoeffizienten. Die gemessenen Werte lagen unter dem von API veröffentlichten Wert von 0,08. Es fand eine Stabilisierung bei einem Wert von 0,06 statt. Die Tieftemperaturuntersuchungen (Abbildung 6.37) zeigten einen konstanten Reibungskoeffizienten mit einem Wert von 0,06.

Die Untersuchungen mit den Schulterprüfkörpern (Abbildung 6.38 und 6.39) zeigten einen konstanten, niedrigen Reibungskoeffizienten von 0,02. Tieftemperaturuntersuchungen zeigten einen steigenden Reibungskoeffizienten von 0,075.

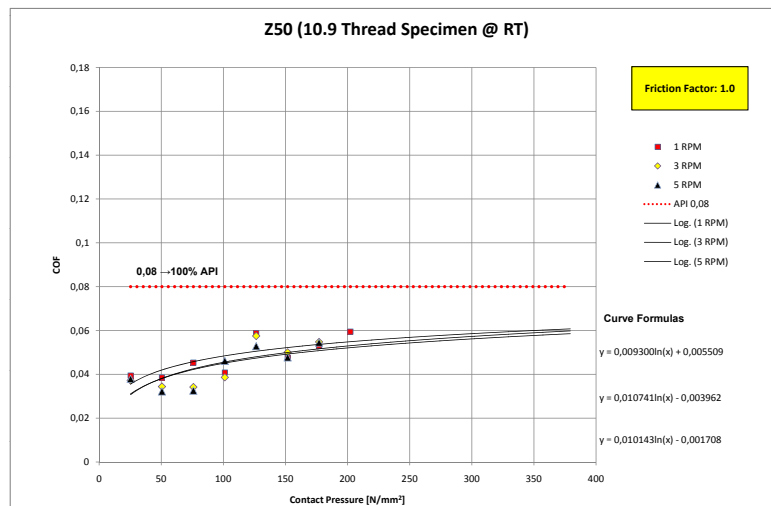


Abbildung 6.36: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

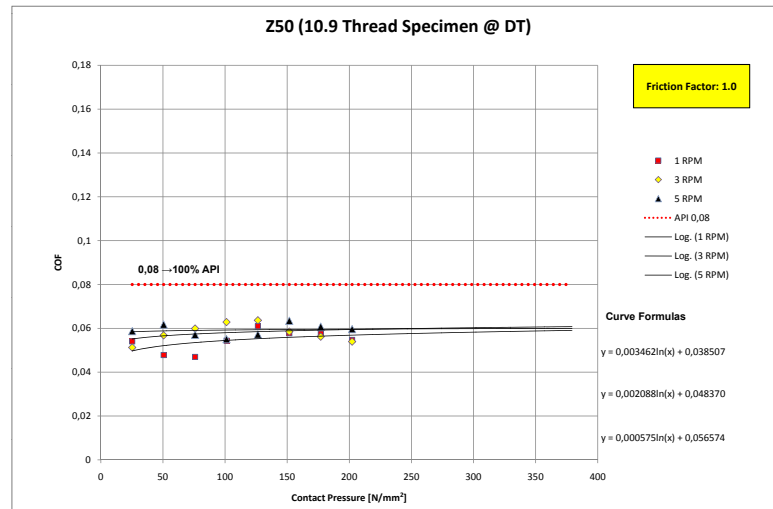


Abbildung 6.37: Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

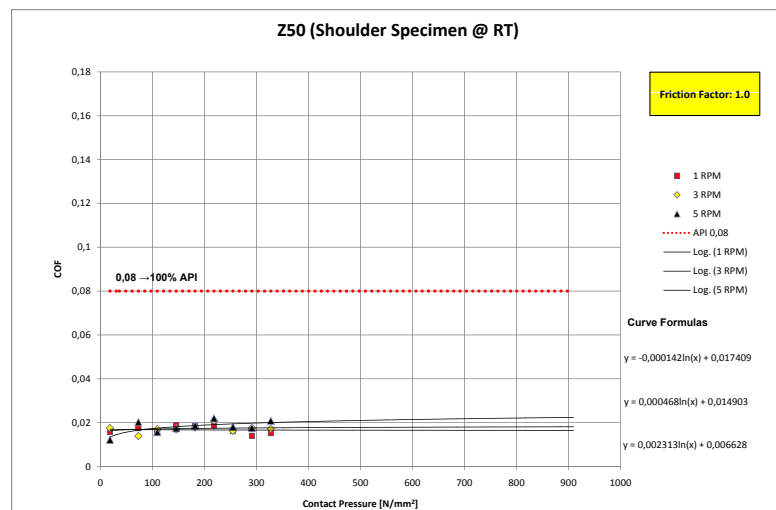


Abbildung 6.38: Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

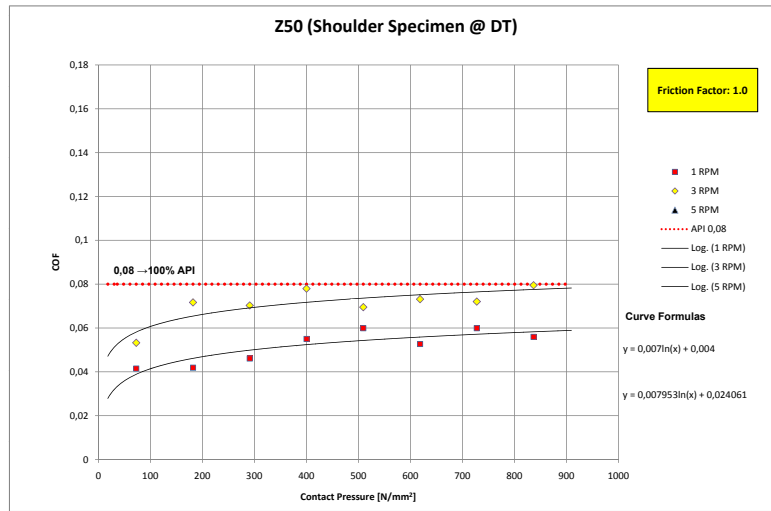


Abbildung 6.39: Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)

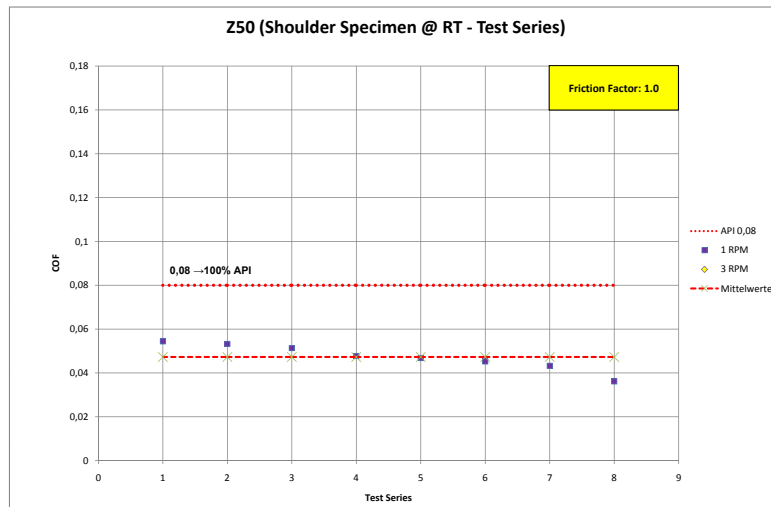


Abbildung 6.40: Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)

7 Diskussion der erzielten Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die während der Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse in Beziehung gesetzt.

7.1 Beeinflussende Faktoren auf die Reibtestuntersuchungen

Vor der eigentlichen Zusammenführung der Reibtestergebnisse werden die beeinflussenden Randparameter während der Untersuchungsphase beschrieben.

Fresserscheinungen Die für die Reibtestuntersuchungen verwendeten Prüfkörper wurden bis zu einer maximalen Axialkraft (Flächenpressung) getestet, bei der wiederholtes Fressen auftrat. In Abbildung 7.1 ist deutlich die Zerstörung eines Schulterprüfkörpers auf Grund von Fressverschleiß und dem damit verbundenem Drehmomentanstieg zu erkennen.

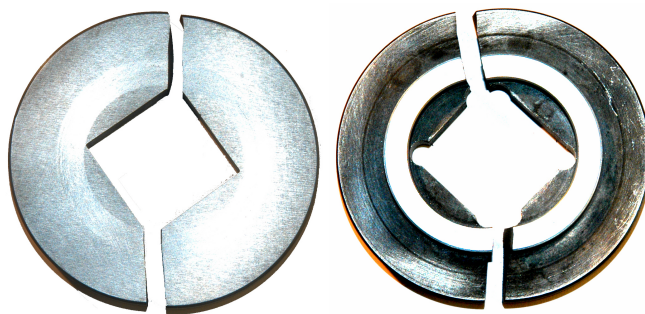


Abbildung 7.1: Gebrochene Reibringe (l. ohne Entlastungsbohrungen, r. mit Entlastungsbohrungen)

Die Tabellen 7.1 und 7.2 geben eine Übersicht über die Axiallasten (gemessen in MPa), bei denen wiederholter Fressverschleiß an den Prüfkörpern auftrat.

Temp.	Einheit	API	KK	IC	MdY	B3000	KKD	GBF1	Z50
RT	$\frac{N}{mm^2}$	200	200	150	180	140	180	140	200
DT	$\frac{N}{mm^2}$	200	200	200	200	200	200	200	200

Tabelle 7.1: Auftretender Fressverschleiß im Gewindebereich

Temp.	Einheit	API	KK	IC	MdY	B3000	KKD	GBF1	Z50
RT	$\frac{N}{mm^2}$	800	750	650	500	800	650	500	300
DT	$\frac{N}{mm^2}$	800	750	400	400	750	750	500	750

Tabelle 7.2: Auftretender Fressverschleiß im Schulterbereich

Allgemein zeigten alle getesteten Gewindefette bei den Tieftemperaturuntersuchungen einen besseren Schutz vor Fressverschleiß als bei Raumtemperatur.

Verschleiß der Oberflächen Auf Grund der sehr kleinen Oberflächen auf den Flanken der Gewindeprüfkörper war es mit den zur Verfügung stehenden Mitteln und aus Kostengründen nicht möglich, die Oberflächenrauigkeit der einzelnen Gewindegänge zu messen.

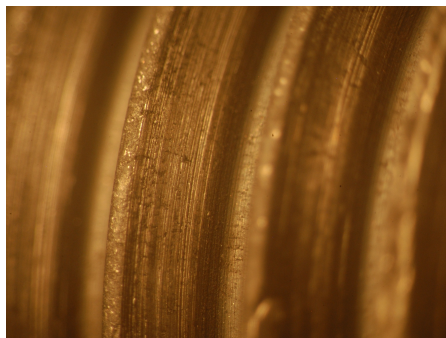


Abbildung 7.2: Mikroskopaufnahme der M24-Gewindeflanke

Nur durch die Verwendung eines Reflexions-Elektronen-Mikroskops (REM) war es möglich die Rauigkeit einer Gewindeflanke zu messen. Zu diesem Zweck wurde der Prüfkörper eingefahren und anschließend mit Gold überzogen, um die Oberflächenmessungen vornehmen zu können. Diese Messungen dienten als Bezugsrauigkeit für die in dieser Arbeit vorgestellten Tests und sind mit den von API ausgegebenen Werten vergleichbar. Eine Übersicht über die Messungen ist den Abbildungen 7.3, 7.4 und 7.5 zu entnehmen.

Nach jedem durchgeführten Reibtest erfolgte eine Reinigung und Inspektion der verwendeten Prüfkörper und deren Oberflächen. Bei einigen Prüfkörpern war es notwendig,

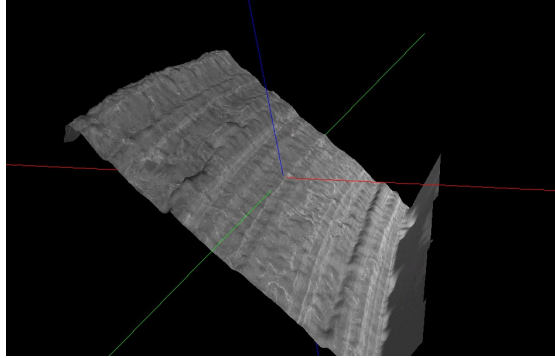


Abbildung 7.3: 3D-Ansicht einer Gewindeflanke

die Oberflächen zu schleifen um die Reste der Gewindefette von den Reiboberflächen zu entfernen. Dies machte es wiederum notwendig, die geschliffenen Prüfkörper für die nachfolgenden Untersuchungen erneut einzufahren.

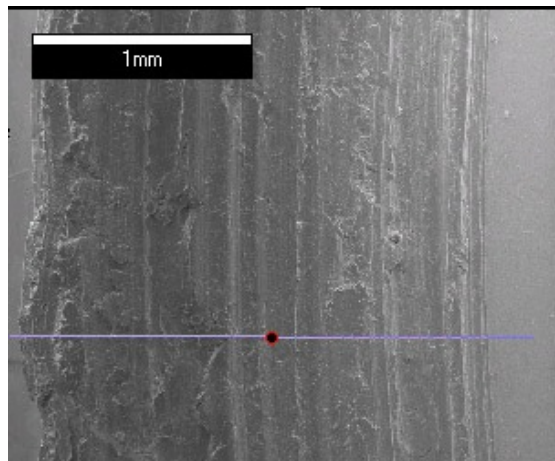


Abbildung 7.4: Detaillierte Ansicht auf die Oberfläche einer Gewindeflanke

In der Abbildung 7.6 sind die Ablagerungen (gepresste metallische Restpartikel) des verwendeten Gewindefettes zu sehen. Der Prüfkörper (in diesem Fall ein Schulterprüfkörper) wurde unter einer Axialbelastung von 120 kN und 5 RPM getestet und anschließend gereinigt.

Diese Reste haben Einfluss auf die Oberfläche und somit auf das Reib- und Verschraubverhalten der Gewindeverbindungen.

Auf Grund dieser Beobachtung wurden einige Testreihen unter Verwendung der unterschiedlichen Gewindefette durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den Trendverlauf-Diagrammen in Kapitel 6 in unterschiedlichen Ausprägungen zu erkennen. Dieses Erkenntnis ist gerade für die Verschraubung von „gebrauchten Verbindungen“ wichtig. Eine

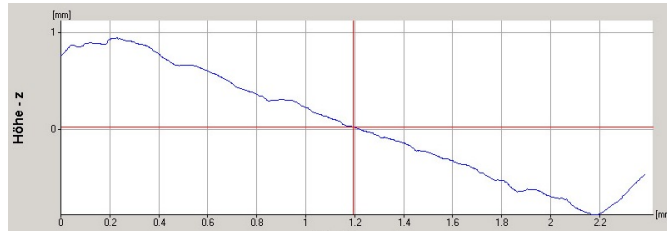


Abbildung 7.5: Rauheitsprofil der Gewindeflanke

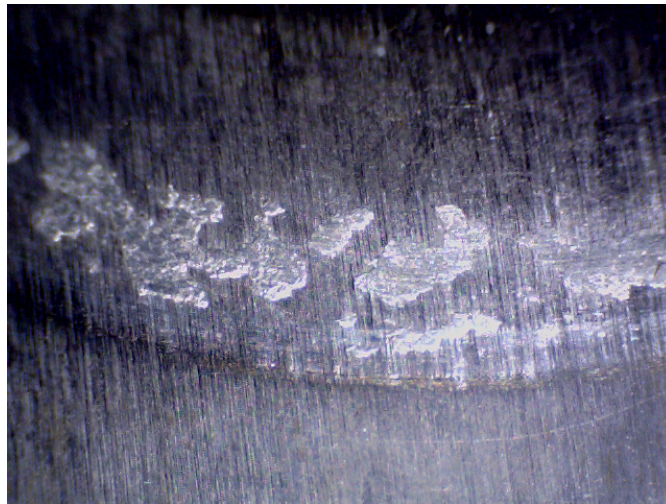


Abbildung 7.6: Metallische Gewindefettablagerungen nach Test

genauere Übersicht zu den Gewindefettresten auf den Reibprüfkörpern ist Anhang D zu entnehmen.

Eine Besonderheit ist hier das gestestete Gewindefett Multidope Yellow. Dieses Gewindefett enthält keine metallischen Partikel und somit verblieben nach einem Testdurchlauf auch keine metallischen Reste auf der Prüfkörperoberfläche. Die in dieser Arbeit verwendeten Prüfkörper wurden mit dem zu testenden Gewindefett eingefahren, um eine Verunreinigung mit „fremden“ metallischen Resten auf der Reiboberfläche auszuschließen.

Verformung der Prüfkörpergeometrie (Flankenbiegung) Die Auswirkungen von Axiallast und Verschraubmoment auf die einzelnen Gewindeflanken der Prüfkörper sind in Abbildung 7.7 sehr deutlich zu erkennen. Zusätzlich sind in den Anhängen B und C dieser Arbeit detaillierte Aufnahmen hinterlegt.

Es ist deutlich zu erkennen, dass es bei angelegtem Verschraubmoment und unter Axial-

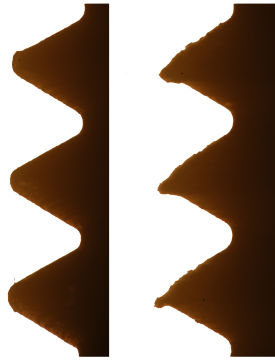


Abbildung 7.7: Schnitt durch die Gewindeflanken vor (l.) und nach (r.) den Testläufen bei einer Belastung von 120 kN

last zu einer nicht linearen Werkstoffumlagerung (Abtrag) und Biegung in dem Bereich der Gewindeflanken kommt. Durch den Verschleiß der Gewindeflanken kommt es zu einer Umverteilung der Flächenpressung auf die einzelnen Gewindeflanken. Dies hat auch Einfluss auf den Reibungsfaktor und somit auf das Verschraubmoment.

7.2 Zusammenführung der Reibtestergebnisse

Nachfolgend werden die zusammengefassten Ergebnisse der einzelnen Reibtestuntersuchungen dargestellt. Für eine Gesamtdarstellung der ermittelten Reibtestergebnisse ist es notwendig, die interpolierten Werte für Gewinde und Schulter zusammenzufassen. Auf Grund der Tatsache, dass für höhere Flächenpressungen im Gewinde keine Daten vorlagen (Flankenbiegung und Versagen der Prüfkörper), wurden für diese Lastbereiche die Reibtestergebnisse der Schulterprüfkörper herangezogen.

Basierend auf den FEM-Studien von Teodoriu ¹ wurde auf Grundlagen der Berechnung der RFL (Relative Flank Load) und des RFS (Relative Flank Stress) einer NC50-Gewindeverbindung der Anteil der Lastverteilung für jeden Gewindegang berechnet. Auf Grundlage dieser Berechnungen wurden die Kontaktspannungen für die einzelnen Gewindegänge bestimmt, die für die betrachteten Gewindegänge beim Verschraubvorgang vorliegen. Mit diesen Ergebnissen konnten so die vorherrschenden Reibungskoeffizienten als Funktion der Flächenpressung für jeden Gewindegang und der Schulterregion bestimmt werden.

Unter Verwendung der modifizierten Verschraubmomentberechnung nach Teodoriu ²

¹Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

²Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered*

wurde das Verhalten des ermittelten Reibungskoeffizienten als Funktion der Flächenpressung mit Hilfe des K-Faktors (K_{up}) ausgedrückt.

$$M = K_{up} \cdot F \quad (7.1)$$

$$K_{up} = \frac{1}{2 \cdot \pi} + \frac{1}{\cos \theta} \cdot \sum_{i=1}^n (k_i \cdot R_i \cdot \mu_{th,i}) + R_s \cdot \mu_s \quad (7.2)$$

Der K-Faktor beschreibt die Geometrie der Verbindung mit den innen wirkenden Reibungskräften. Wenn $\mu_{th,i}$ und k_i Funktionen der Verbindungsgeometrie sind, wird das definierte K_{up} auf realistischen Parametern beruhen.

Als Basis für die Auswertung der Reibtestergebnisse diente eine NC50-Rotary-Verbindung. Für eine NC50-Gewindeverbindung berechnet sich ³ unter der Annahme eines konstanten Reibungskoeffizienten von 0,08 (FF=1,0) für den Bereich des Gewindes und der Schulter der K-Faktor zu 12,325.

Die Einflüsse des Verbindungsdurchmessers auf die vorherrschende Axialbelastung und die durchmesserabhängige Geschwindigkeitsänderung wurden hierbei vernachlässigt. Die unterschiedlichen Radien und die damit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten bei der Berechnung sind in diesem Fall minimal und können vernachlässigt werden. Die durch Reibtestuntersuchungen ermittelten Werte, wurden mit den von API angenommenen Daten verglichen und grafisch dargestellt (Abbildungen 7.8 und 7.9).

Ein kleiner K-Faktor bedeutet, dass die entstehende Vorspannkraft in der Gewindeverbindung bei gleichem anliegenden Verschraubmoment geringer ist als die theoretisch empfohlene Vorspannung. Die Verbindung wird unzureichend verschraubt. Dahingehend erzeugt ein kleinerer K-Faktor eine höhere Vorspannung, was bedeutet, dass die Verbindung zu hoch verschraubt ist.

API empfiehlt für eine Rotary-Verbindung ein sogenanntes „Verschraubfenster“. Diese von API angegebenen Fenster sind in den Abbildungen 7.8 und 7.9 ebenfalls eingezeichnet worden.

API empfiehlt eine maximale Überverschraubung von 15% im Fall extremer Bohrlochbe-

threaded connections

³Vgl. [139] Teodoriu, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections*

7 DISKUSSION DER ERZIELTEN ERGEBNISSE

dingungen bei einem Reibungsfaktor von 1,0. Dieser wird in den Diagrammen als oberes Limit für den K-Faktor dargestellt.

Das minimale Verschraubmoment wird mit 10% unter dem von API angegebenen optimalen Verschraubmoment eingezeichnet. Ein zu gering gewähltes Verschraubmoment hat hierbei negativen Einfluss auf die Lebensdauer und Integrität der Verbindung. Generell ist es besser, eine Verbindung leicht überzuverschrauben, als diese mit einem zu geringen Verschraubmoment zu versehen.

Die von 1,0 abweichenden Reibungsfaktoren vom Irish Copper bzw. Kopr Kote sind in der Tabelle 7.3 angegeben sowie in den Abbildungen 7.8 und 7.9 eingezeichnet worden.

FF	$k_{0,90}$	$k_{1,00}$	$k_{1,15}$
1,00	11,09	12,32	14,17
1,18	12,90	14,33	16,49
1,25	13,61	15,13	17,40

Tabelle 7.3: K-Werte für unterschiedliche Reibungsfaktoren

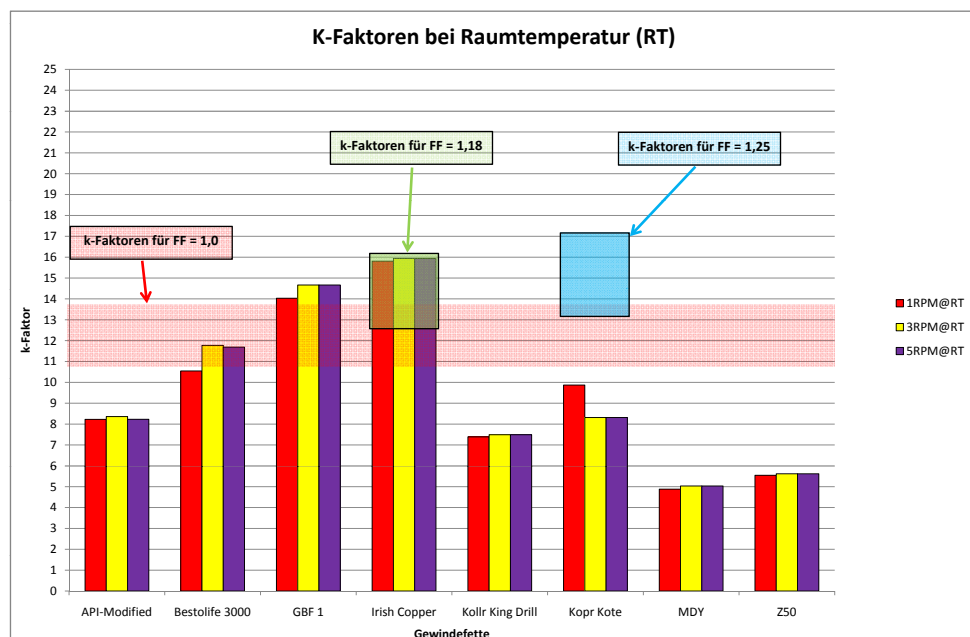


Abbildung 7.8: Reibtestergebnisse bei Raumtemperatur

In Abbildung 7.8 ist deutlich zu sehen, dass bei den hier durchgeführten Tests bei Raumtemperatur nur drei der getesteten Gewindefette das von API angegebene Verschraubfenster (K-Faktor-Werte) erreicht haben. Bei diesen Fetten handelt es sich um Bestolife 3000 (unterer Bereich), GBF1 (oberer Bereich) und Irish Copper (oberer Bereich).

Alle anderen getesteten Gewindefette zeigten kleinere K-Faktoren, was mit einen kleineren Reibungskoeffizienten gleichzusetzen ist. Als Konsequenz dieser Ergebnisse werden Verbindungen, die mit solchen Fetten verschraubt werden, zu stark verkontert (überverschraubt), wenn die von API verwendeten Verschraubmomente angelegt werden.

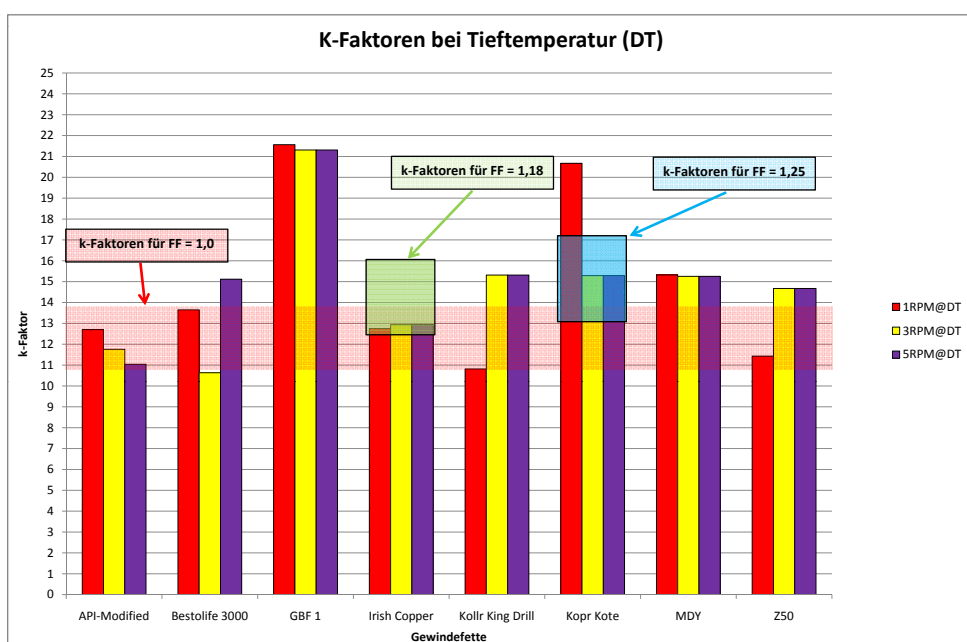


Abbildung 7.9: Reibtestergebnisse Tieftemperatur

Die Reibtestuntersuchungen bei Tieftemperatur zeigen ein besseres Bild. Bei den Tieftemperaturuntersuchungen zeigen sechs Gewindefette eine gute Übereinstimmung mit den von API veröffentlichten Werten. Bei diesen Fetten handelt es sich um API-Modified, Bestolife 3000, Irish Copper, Kopr Kote, Z50 und Kollr King Drill.

Die Untersuchungen bei Tieftemperatur zeigen ebenso einen höheren Einfluss der Verschraubgeschwindigkeit. Generell ist zu sagen, dass Gewindefette bei tiefen Temperaturen

mit einem erhöhten Reibungswert reagieren, der das von API voreingestellte Verschraubmoment entscheidend beeinflussen kann. Ebenfalls zeigte sich ein verbessertes Fressverhalten.

7.3 Interpretation

Basierend auf der Auswertung der vorliegenden Reibtestergebnisse können folgende Aussagen getroffen werden:

Es können keine generellen, einheitlichen Trends bei den untersuchten Gewindefetten festgestellt werden. Auf Grundlage der Ergebnisse dieser Arbeit konnte kein einheitlicher Reibungskoeffizient für die Gewindeprüfkörper festgestellt werden. Die relativ konstanten Reibungskoeffizienten liegen in der Regel unterhalb der von API angegebenen Werte.

Anhand der in Kapitel 6 dargestellten Diagramme wurden die Reibungskoeffizientenverläufe in der Form von

$$\mu = A \cdot \ln(N/mm^2) + B \quad (7.3)$$

dargestellt. Hierbei ist es unabdingbar, die Werte für A und B experimentell zu ermitteln, um verlässliche Werte zu erhalten.

Ebenso gibt es keine einheitlichen Trends in Bezug auf die Zusammenstellung der Fette. Dies kann durch den unterschiedlichen Verarbeitungsprozess sowie durch die unterschiedlichen Bestandteile erklärt werden.

Eine genaue Aussage über den Temperatureinfluss zu geben ist schwierig. Auf Grund der Testdurchführung und der Prüfkörpererwärmung während des Tests, kann nur eine ungefähre Temperatur angegeben werden. Das Einfrieren und „Wegplatzen“ des im Gewindefett enthaltenen Grundöls kann nicht ausgeschlossen werden. All dies hat Auswirkungen auf die Schmiereigenschaften.

Als Verschraubgeschwindigkeit wird laut API mit einer Umdrehung pro Minute ($1\ U^{-min}$) angegeben. Diese Angabe ist unabhängig vom Durchmesser der Gewindeverbindung. In Zukunft sollte zusätzlich der Geschwindigkeitunterschied bei unterschiedlichen Gewindedurchmessern untersucht werden.

Die mit der konstruierten Reibtestanlage gefahrenen Verschraubgeschwindigkeiten lagen bei 1, 3 und 5 U^{-min} .

$$U = \pi \cdot d \quad (7.4)$$

In der folgenden Übersicht sind die Verschraubgeschwindigkeiten der einzelnen Prüfkörper bei 1 U^{-min} aufgeführt.

$d - 22,16mm$	=	Gewindeprüfkörper	=	0,0696 m^{-min}
$d - 35mm$	=	Schulterprüfkörper	=	0,1099 m^{-min}
$d - 63,88mm$	=	2 3/8"	=	0,200 m^{-min}
$d - 119,84mm$	=	NC50	=	0,3764 m^{-min}
$d - 467,6mm$	=	18 5/8"	=	1,4689 m^{-min}

Es ist zu erkennen, dass die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse bis zu einer Verbindungsgröße von NC50 Gültigkeit haben. Für größere Verbindungen müsste die Verschraubgeschwindigkeit bei zukünftigen Versuchen erhöht werden.

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Im folgendem Kapitel werden die in dieser Arbeit gewonnenen und dargestellten Erkenntnisse kurz zusammengefasst.

8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde aufgezeigt, dass es notwendig ist, die Berechnung des Verschraubmoments für Ölfeldrohre zu verbessern. Auf Grundlage dieser Feststellung wurde eine neue Reibtestanlage zur Untersuchung von OCTG-Gewindefetten unter unterschiedlichen Flächenpressungen, Verschraubgeschwindigkeiten und Temperaturen entwickelt und gebaut. Mit dieser Reibtestanlage ist es möglich, verschiedenste Prüfkörpergeometrien zu untersuchen. Anhand der Reibtestuntersuchungen lassen sich Gewindefette charakterisieren. Die gewonnenen Ergebnisse sind mit den von API veröffentlichten Daten nur bedingt vergleichbar.

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden, in Anlehnung an die API Norm RP 7A1 spezielle Prüfkörper entwickelt und gebaut. Durch eine genaue Kalibrierung der Reibtestanlage und durch das unter vorgegebenen Bedingungen vorgenommene Einfahren der konstruierten Prüfkörper wurde eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewährleistet. In über 3500 Reibtestversuchen wurden acht verschiedene Gewindefette untersucht und die aus den Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse statistisch ausgewertet. Die Auswertung der gewonnenen Reibtestergebnisse wurde in den Kapiteln 6 und 7 dargestellt.

Die Gegenüberstellung und der Vergleich der in der neukonstruierten ITE-Reibtestanlage vorgenommenen Untersuchungen an Reibungskoeffizienten zeigt deutliche Abweichungen von den von API veröffentlichten Werten. Es wurde gezeigt, dass der Reibungskoeffizient von Gewindefetten eine Funktion der Flächenpressung ist und stark variieren kann.

Die Bestimmung des Reibungskoeffizienten von Gewindefetten ist für die Berechnung des optimalen Verschraubmomentes von OCTG-Verbindungen essenziell. Die Untersuchungen in dieser Arbeit zeigen, dass für fünf der untersuchten Fette der von API angegebene Reibungskoeffizient in dieser Form nicht zu den „optimalen“ Verschraubmomenten führt.

Die Reibungskoeffizienten zeigen niedrigere Werte als der von API angegebenen und veröffentlichten Wert von 0,08. Nur bei sehr hohen Flächenpressungen sind die Reibungskoeffizienten mit dem von API veröffentlichten Wert vergleichbar. Es muss hierbei erwähnt werden, dass diese hohen Flächenpressungen im Bereich der Schulter der Verbindung und nicht im Gewindebereich auftreten. Dies ist sehr wichtig im Hinblick auf die getrennte Betrachtung von Reibungskoeffizienten im Gewinde- und Schulterbereich.

Die sich aus den Reibtestuntersuchungen dieser Arbeit ableitenden Ergebnisse zeigen, dass die durch API vorgegebenen Verschraubmomente für bestimmte Gewindefette unter definierten Bedingungen zu hoch angesetzt sind, da API von einem höheren Reibungskoeffizienten des Gewindefettes ausgeht. Durch ein zu hoch gewähltes Verschraubmoment kann es zu einem frühzeitigen Versagen verschraubten Gewindeverbindungen kommen.

- Nur drei der untersuchten Gewindefette konnten akzeptable Werte bei Raumtemperatur aufzeigen; sechs Fette zeigten gutes Verschraubverhalten bei Tieftemperatur.
- Nur ein Gewindefett erreichte den von API angegebenen Wert von 0,08.
- Nur durch die neu ermittelten Reibungskoeffizienten kann die Verschraubmomentberechnung nach Teodoriu die Leistungen und somit Einsatzbereiche von Verbindungen verbessern.

Die Ergebnisse haben gezeigt, dass das von API angegebene Verschraubmoment nur für eine Gewindefette unter bestimmten Randbedingungen zutreffend ist.

Diese Arbeit bietet die Grundlagen, um eine Empfehlung für ein bestimmtes Gewindefett bei einem von API vorgegebenen Verschraubmoment auszusprechen.

Ein weiteres Hauptanwendungsgebiet der in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse, ist in der Neuentwicklung und Überarbeitung von Premium-Gewindeverbindungen zu sehen. Das Verschrauben von Rotary-Verbindungen mit einem für die Verbindung zu hoch gewählten Verschraubmoment ist konstruktionsbedingt ein relativ gut zu kalkulierendes Risiko.

Beim Verschrauben von Premium-Verbindungen hingegen ist die Wahl des Verschraubmomentes ein sehr wichtiger Faktor, um die Funktionsfähigkeit unter den auftretenden Bedingungen zu gewährleisten. Nur durch das optimale Zusammenspiel von Geometrie, Gewindefett und Verschraubmoment können die Leistungen von Verbindungen verbessert werden. Dies ist unter Betrachtung der Tatsache von stetig steigenden Belastungen und Anforderungen an OCTG-Verbindungen der wichtigste Punkt, um die Leistungsfähigkeit dieser Verbindung voll ausnutzen zu können.

8.2 Ausblick und zukünftige Arbeiten

Neben den erwähnten Full-Scale-Tests an realen Gewindeverbindungen sollten die folgenden Parameter und deren Einfluss auf das Verschraubmoment näher untersucht werden.

Lastverteilung und Verhalten der Gewindeflanken

Die Auswirkungen von Axiallast und Verschraubmoment auf einzelne Gewindeflanken ist auf den Abbildungen in den Anhängen B und C deutlich zu erkennen. Bei entsprechenden Belastungen kam es zu einer nicht linearen Werkstoffumlagerung (Abtrag) und Biegung im Bereich der Gewindeflanken.

Auf Grund dieses Verhaltens müssen genauere Untersuchungen zum Verhalten der Gewindeflanken unter Axiallast und Verschraubmoment vorgenommen werden. Um eine genauere Aussage über die Lastverteilungen auf den Gewindeflanken (Flankenbiegung) geben zu können, wurde ein spezieller Prüfkörper hergestellt (Abbildung 8.1).

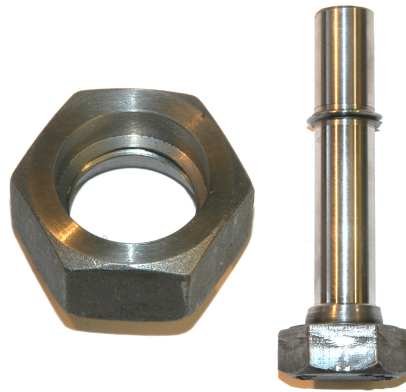


Abbildung 8.1: M24-Prüfkörper mit einer Gewindeflanke

Bei diesem Prüfkörper wurden bis auf eine Gewindeflanke alle anderen Gewindegänge entfernt. Grund hierfür war der Versuch, die Auswirkungen der aufgebrachten Last auf eine Gewindeflanke zu untersuchen. Wegen der notwendigen minimalen Axiallast der Anlage und der nicht angepassten Programmierung der Regelroutinen kam es während der Testphasen zu einer frühen Zerstörung der Prüfkörper. Aus diesem Grund wurden diese Tests abgebrochen, und die Ergebnisse dieser Untersuchungen konnten in dieser Arbeit nicht verwendet werden.

Für weitere Untersuchungen sollte ebenso der unterschiedliche Einfluss von gerollten und geschnittenen Gewinden auf die Flankenbiegung untersucht werden. Das Verhalten

der Gewindeflanken, besonders von Buttress-Gewinden, Buttress-ähnlichen Gewinden sowie Wedge-Thread-Gewinden, sollten durch FEM sowie durch reale Tests untersucht werden. Wegen der konstruktionsbedingten unterschiedlichen Steigungen der Gewindeflanken in einer Wedge-Thread-Verbindung, ist die Wedge-Thread-Verbindung nur sehr schwer zu berechnen. Ebenso muss der Einfluss der Gewindefettverdrängung während der Verschraubphase bei dieser speziellen Verbindung beachtet werden.

Reibtestuntersuchungen an phosphatierten Prüfkörpern

Die Oberflächenbehandlung (Phosphatierung) von OTCG-Verbindungen gehört zum Standard der Erdölindustrie. Ebenso sind die in dieser Arbeit angesprochenen Dopeless-Verbindungen zu nennen, die auf Grund der gestiegenen Anforderungen immer weiter in den Fokus der Unternehmen geraten. Da Casing-Verbindungen in der Regel phosphatiert werden, sind Reibtestuntersuchungen an einigen phosphatierten Prüfkörpern (Gewinde und Schulter) durchgeführt worden. Das Reibungsverhalten der Kontaktpaarung Metall-Gewindefett-Phosphatierung sollte untersucht werden.



Abbildung 8.2: Phosphatisierter M24-Prüfkörper

In den Abbildungen 8.2 und 8.3 ist deutlich zu erkennen, dass die Phosphatschicht schon nach einer Verschraubung in Mitleidenschaft gezogen und teilweise abgerieben wurde.

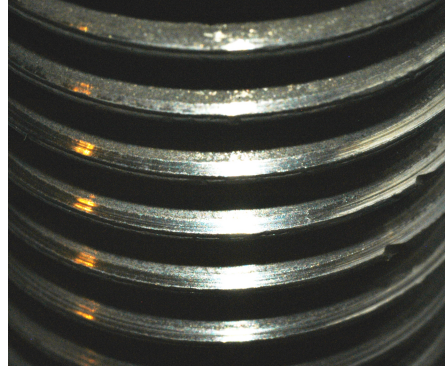


Abbildung 8.3: Phosphatisierter M24-Prüfkörper nach einer Verschraubung

Ebenso wie Gewindeprüfkörper wurden auch Schulterprüfkörper gefertigt und getestet. Auf Grund des sehr hohen Aufwands und der damit verbundenen geringen Anzahl an Prüfkörpern, kann an dieser Stelle keine qualitative Aussage zum Reibungsverhalten dieser Paarungen gegeben werden. Für belastungsfähige Aussagen sollten in zukünftigen Arbeiten mehrere Testreihen gefahren werden. Ebenfalls sollten der Einfluss von Gewindefettresten (Anhang D) auf den Oberflächen der Gewindeflanken bei Mehrfachverschraubungen und deren Einfluss auf das Verschraubmoment näher untersucht werden.

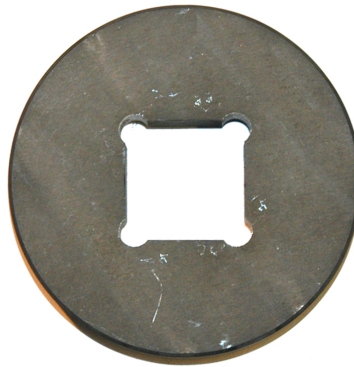


Abbildung 8.4: Phosphatisierter Schulterprüfkörper

Verschraubpraxis im Feld

Sämtliche in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse sind mit intakten und kontrollierten Prüfkörpern unter Laborbedingungen durchgeführt worden. Ein gewisser Teil von auftretenden Schäden und Undichtigkeiten im Verbindungsbereich können der Verschraubpraxis im Feld zugeschrieben werden.

Neben offensichtlich beschädigten Gewinden (Abbildung 8.5) spielen auch Verschmutzungen, das Alter (Abnutzungsgrad der Gewinde) sowie die Verschraubpraxis (Stabbing, nicht kalibrierte Verschraubzangen) eine wichtige Rolle für die Sicherstellung der Integrität von Gewindeverbindungen.



Abbildung 8.5: Beschädigtes und korrodiertes Boxgewinde einer 13 3/8" Casing-Verbindung

Neben Schäden an Gewinden kann es zu Verunreinigungen des Gewindefettes im Feldeinsatz kommen. Bei diesen Verunreinigungen kann es sich beispielsweise um Sand, Rost oder Wasser handeln (Abbildung 8.6). Auch spielt die Menge und Verteilung des Gewindefettes auf den zu verschraubenden Gewindeverbindungen eine Rolle.



Abbildung 8.6: Verschmutztes Gewindefett am Bohrturm

Alle noch so ausgeklügelten Überlegungen für die Optimierung von Gewindeverbindungen bleiben jedoch wirkungslos, wenn Grundsätzliches vernachlässigt wird.

9 Nomenklatur

A	kritischer Querschnitt der Verbindung
A_b	Querschnittsfläche „Box“
A_p	Querschnittsfläche „Pin“
API	American Petroleum Institute
A_s	Kernquerschnitt
A_{sh}	Kontaktfläche an der Schulter
A_W	Drehwinkel Datenpunkte
BHA	Bottom Hole Assembly
COF	Coefficient of Friction / Reibungsbeiwert
CSG	Casing (Futterrohr)
$D; d$	Außendurchmesser (Nenndurchmesser)
$D_2; d_2$	Flankendurchmesser
$D_3; d_1$	Kerndurchmesser
D_F	konischer Durchschnittsradius von Pin und Box-Schulter
D_{km}	Reibung in der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche
DMS	Dehnungsmessstreifen
DP	Drillpipe (Bohrgestänge)
DT	Deep Temperature (Tieftemperatur)
DwC	Drilling with Casing
F	Kraft
F_A	Axialkraft
F_a	Axialkraft auf das Verbindungsgewinde
FEM	Finite Elemente Methode
FF	Friction Factor (Reibungsfaktor)

F_f	Reibungskraft
FH	Full Hole
$F_{Mzul.}$	maximal zulässige Axialkraft
F_N	Normalkraft
F_n	Normalkraft auf das Verbindungsgewinde (vgl. F_a)
F_R	Reibungskraft
F_v	Vorspannkraft (Buckup Kraft; Last auf der Schulter)
h	Höhe (Schmierfilmdicke)
h_3	Gewindetiefe
H_1	Gewindeüberdeckung
HP/HT	High Pressure / High Temperature
IF	Internal Flush
$ISAF$	Institut für Schweißtechnik und Trennende Fertigungsverfahren (TUC)
ISO	International Standardisation Organisation
ITE	Institut für Erdöl- und Erdgasgewinnung (TUC)
k_i	betrachteter Gewindegang
k_{up}	Gesamtkoeffizient der Verbindung
L	Länge (Hebelarm)
LP	Line Pipes (Leitungsrohre)
m	Steigung (Methode der kleinsten Quadrate)
$\overline{m_1}$	durchschnittliche Datensätze Fett 1 (Referenzfett)
$\overline{m_2}$	durchschnittliche Datensätze Fett 2 (Test-Fett)
$\overline{m_3}$	durchschnittliche Datensätze Fett 1 (Referenzfett)
M_A	Anziehmoment
M_{Farr}	optimales (empfohlenes) Verschraubmoment nach Farr
M_{GS}	Gewindesteigungsmoment
M_{GR}	Gewindereibungsmoment
M_{SR}	Schulterreibungsmoment
M_{out}	Losbrechmoment (Entschraubmoment)
M_{up}	Verschraubmoment
$M_{Teodoriu}$	Verschraubmoment nach Teodoriu
NC	Numbered Connection

n	Anzahl (allgemein)
O	Faktor für die Oberflächenbeschaffenheit
$OCTG$	Oil Country Tubular Goods (Ölfeldrohre)
OH	Open Hole
P	Gewindesteigung
p	(Flächen-)Pressung
Q_c	Box Counterbore
Q_i	wirkende Last an Gewindegang „i“
U	Umfang
R_A	Oberflächenrauigkeit
REG	Regular
RFL	Relative Flank Load
REM	Reflection Electron Microscope
RFS	Relative Flank Stress
RP	Recommended Practice
R_P	Steigungsradius (Flankenradius)
RPM	Rotation per Minute (Drehzahl)
R_i	Radius des betrachteten Gewindegangs
R_s	durchschnittlicher Gewinderadius
RSC	Rotary Shouldered Connection (Bohrgestängeverbindung)
RSH	Flächenverhältnis zwischen kritischem Querschnitt und Schulterkontaktfläche
RT	Room Temperature (Raumtemperatur)
S	Standardabweichung
SH	Slim Hole
T	Drehmoment
T_B	Beanspruchungsdauer
TBG	Tubing (Förderrohr)
TJ	Tool Joint (Gewindeverbindung)
TPI	Threads per Inch
TUC	Technische Universität Clausthal
u	Relativgeschwindigkeit

V	Varianz
v	Geschwindigkeit (allgemein)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WO	Wide Open
XH	Extra Hole
α	Steigungswinkel
α'	Steigungswinkel der unbenutzten Verbindung (ohne Verschleiß)
$\alpha_1; \alpha_2$	Teilflankenwinkel
β	Drehwinkel / Flankenwinkel
η	Ölviskosität
ϑ	Temperatur
Θ	1/2 Flankenwinkel
μ	Reibungskoeffizient / Reibungszahl (Allgemein)
μ_{API}	API-Reibungskoeffizient
μ_G	Gleitreibungskoeffizient
μ_S	Reibungskoeffizient an der Schulter
μ_{th}	Reibungskoeffizient auf den Gewindeflanken
$\mu_{th,i}$	Reibungskoeffizient auf den Gewindeflanken entsprechend der Last auf dem betrachteten Gewindegang „i“
μ_{Test}	Reibungskoeffizient des Referenzfettes
μ_0	Haftreibungskoeffizient
ν_G	Gleitgeschwindigkeit
σ_0	optimale Spannung im kritischen Querschnitt
σ_{cr}	Spannung im kritischen Querschnitt
σ_{sh}	Kontaktspannung an der Schulter
σ_M	axiale Vorspannung
σ_y	Streckgrenze
τ_M	Torsionsspannung
ϕ	Winkel zwischen Normalkraft zu Gewindeflanke und Gewindeverbindungsachse

Literaturverzeichnis

- [1] AADNOY, B.S. (2006): *Mechanics of Drilling* (Shaker Verlag; Aachen) ISBN 3-8322-4861-7
- [2] AADNOY, B., COOPER, I., MISKA, Z., MITCHELL, R., PAYNE, M. (2009): *Advanced Drilling and Well Technology* (Society of Petroleum Engineers; Richardson/TX (USA)) ISBN 978-1-55563-145-1
- [3] ALDAZ, S.R. (2006): *Developing a small scale testing device and method for thread compounds friction coefficient evaluation* (Masterarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [4] ALTMANN, T. (1959): *Das vdw- Tiefbohrgewinde* (WIRTH Maschinen-und Bohrgeräte-Fabrik GmbH; Erkelenz) S. 541-551
- [5] ALLIQUANDER, Ö. (1986): *ALLIQUANDER: Das moderne Rotarybohren* (VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie; 2. erweiterte Auflage; Leipzig) VLN 152 - 915/20/68
- [6] API 5A2 (1988): *Bulletin on Thread Compounds for Casing, Tubing and Line Pipe* (6. Edition, May 1988, American Petroleum Institute (API))
- [7] API 5A3 (2003): *Recommended Practice on Thread Compounds for Casing, Tubing and Line Pipe* (2. Edition, July 2003, American Petroleum Institute (API))
- [8] API 5A5 (2005): *Field Inspection of New Casing, Tubing and Plain-end Drill Pipe* (7. Edition, June 2005, American Petroleum Institute (API))
- [9] API 5B (2008): *Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing and Line Pipes Threads* (15. Edition, October 2008, American Petroleum Institute (API))
- [10] API 5C3 (1994): *Bulletin on Formulas and Calculation for Casing, Tubing, Drill-pipe and Line Pipe Properties* (6th Edition, October 1994, American Petroleum Institute (API))

- [11] API 5CT (2005): *Specification for Casing and Tubing* (8. Edition, July 2005, American Petroleum Institute (API))
- [12] API 5D (2002): *Specification for Drillpipe* (5. Edition, October 2001, American Petroleum Institute (API))
- [13] API 5L (2004): *Specification for Line Pipe* (43. Edition, March 2004, American Petroleum Institute (API))
- [14] API 5T1 (1996): *Standard on Imperfection Terminology* (10. Edition, November 1996, American Petroleum Institute (API))
- [15] API 7 (1990): *Specification for Rotary Drilling Equipment* (37. Edition, August 1990, American Petroleum Institute (API))
- [16] API 7A1 (1992): *Recommended Practice for Testing Thread Compound for Rotary Shouldered Connections* (1. Edition, November 1992, American Petroleum Institute (API))
- [17] API 7G (1995): *Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits* (15. Edition, January 1995, American Petroleum Institute (API))
- [18] ARMSTRONG, G.M., HILL, T.H. (1987): *Failure Prevention by Selection and Analysis of Drillstem Connections* SPE 16075
- [19] BAILEY, C.A., AARONS, J.S. (1971): *The Lubrication Engineers Manual* (1. Edition, United States Steel Corporation)
- [20] BAILEY, E.I. (1993): *Testing Thread Compounds for Rotary-Shouldered Connections* (SPE Drilling & Completion; September 1993) S. 170-174
- [21] BAKER SPD (2008): *Drilling Products - Thread Locking Compound* (Forum SPD - Delivering Performance Data Sheet)
- [22] BAKER OIL TOOLS (2006): *Tech Facts - Engineering Handbook* (Baker Hughes Incorporated, Houston, TX) BOT-05-9437
- [23] BARTZ, W.J. (1986): *Additive für Schmierstoffe* (Technische Akademie Esslingen, Curt R. Vincentz Verlag, Hannover) ISBN 3-878-701-96-9
- [24] BARYSHNIKOV, A., SCHENATO, A. (1994): *Optimization of Rotary-Shouldered Connection Reliability and Failure Analysis* SPE/IADC 27535

- [25] BARYSHNIKOV, A., FERRARA, P. (1995): *Makeup Torque and Rotary Shouldered Connection Reliability* SPE/IADC 29352
- [26] BEITZ, W., GROTE, K.H. (1997): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau* (19. Aufl.; Springer Verlag; Berlin) ISBN 3-540-62467-8
- [27] BIRKELAND, J.C. (1995): *Untersuchung der Durchlässigkeit für Hochdruckgas des Gewindebereichs von Steigrohrverbindern* (ITE Studienarbeit; Technische Universität Clausthal)
- [28] BLANCHET, T.A. (2006): *Coupled Evolution of Load Distribution and Wear on Grease-Lubricated Lead Screw Threads* (Tribology Transactions, Society of Tribologists and Lubrication Engineers) 49:502-512
- [29] BOART LONGYEAR CORING (2003): *In-The-Hole Tools - Product Manual* (Boart Longyear Coring Systems; 09/2003) REV03MKT1264
- [30] BÖGE, A.: *Technische Mechanik - Statik, Dynamik, Fluidmechanik, Festigkeitslehre* (23. Aufl.; Vieweg Verlag; Braunschweig) 1995) ISBN 3-528-14010-0
- [31] BOLLFRASS, C.A. (1985): *Sealing Tubular Connections* (Journal of Petroleum Technology ; June 1985) S. 955- 965
- [32] BOURGOYNE, A.T., MILLHEIM, K.K., CHENEVERT, M.E., YOUNG, F.S. (1986): *Applied Drilling Engineering* (SPE Textbook Series Vol. 2; Richardson/TX (USA))
- [33] BOWDEN, F.P., TABOR, D. (1956): *Friction and Lubrication* (Methuen & Co. LTD., London)
- [34] BOWDEN, F.P., TABOR, D. (1959): *Reibung und Schmierung fester Körper* (Springer-Verlag; Berlin/Heidelberg)
- [35] BRADLEY, B., FIELDS, D., GIRAUD, J.P. (2005): *New Tubular and connections capabilities overcome downhole challenges* (The American Oil & Gas Reporter; September 2005)
- [36] BRAMLAGE, A. (1990): *Methoden zur Analyse der Belastungsverteilung von Rohrverbindern* (Seminarvortrag ITE; Technische Universität Clausthal)
- [37] CAMERON, A. (1976): *The basic lubrication theory* (2. Edition, Ellis Horwood Limited, London) ISBN 8-5312-057-9

- [38] CHEN, L.Y., WILLIAMS, M.R. (1980): *On the Fatigue Analysis of a differential Thread Connector* SPE 11897/1
- [39] COLLINS, T., VAGHI, F. (2002): *Analysis of the Fatigue Resistance of Rotary Shouldered Connections* SPE/IADC 74564
- [40] CZICHOS, H. (1978): *Tribology- a systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear* (Elsevier Scientific Publishing Company, New York) ISBN 0-444-41677-3
- [41] DAHMS, M. (1994): *Evaluation of the performance properties of environmentally acceptable thread compounds* (Masterarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [42] DAY, J.B. (1990): *New Makeup Method for API Connections* (SPE Drilling Engineering; September 1990) S. 233-239
- [43] DECKER, K.H. (2004): *Maschinenelemente* (15. Aufl.; Hanser Verlag; München) ISBN 3-446-21525-5
- [44] DEA (E) (1994): *Investigation of environfriendly thread compounds with rotary shouldered connections* (DEA(E) Group 47 Phase II; Test Report ITE; Technische Universität Clausthal)
- [45] DEVEREUX, S. (1998): *Practical Well Planning and Drilling Manual* (PennWell Publishing Company; Tulsa (USA)) ISBN 0-87814-696-2
- [46] DGMK FORSCHUNGSBERICHT 383 (1988): *Untersuchung gasdichter Gewindeverbinder für die Erdgasgewinnung* (DGMK Forschungsbericht 383; Hamburg)
- [47] DIN TASCHENBUCH 45 (2006): *Gewinde* (9. Aufl.; Beuth Verlag; Berlin) ISBN 3-410-16220-8
- [48] DIN 946 (1991): *Bestimmung der Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen* (Normenausschuss Mechanische Verbindungselemente (FMV); DIN)
- [49] DORNHÖFER, G. (2002): *Moderne Verfahren zur Messung der Kältefließfähigkeit von Schmierfetten- Verschiedene Prüfmethode im direkten Vergleich* (Tribologie + Schmierungstechnik; 49. Jahrgang; 3/2002) S. 32-42
- [50] DOSE, F.: *Schraubenberechnung unter Berücksichtigung der Flankenwinkel, Werkstoffkennwerte und Scherspannungsfaktoren* WWW.HEXAGON.DE/DOSE/DOSE1.HTM (11.03.2010)

- [51] DREW, H.M. (1975): *Metal-Based Lubricant Compositions* (Noye Data Corporation, New Jersey (USA))
- [52] DRILLING CONTRACTOR (07-08/2005): *Streamlined connections mean longer slimhole ERD* (Drilling Contractor - Official Magazine, July/August 2005) S. 48-51
- [53] DRILLING CONTRACTOR (04-05/2006): *New BHA connection enhances fatigue performance for difficult drilling applications* (Drilling Contractor - Official Magazine, March/April 2006) S. 18-20
- [54] EBRAHIMI, A. (2008): *Tribologische Grundlagen der Schmierfette zum Einsatz in Gewindeverbindungen von Ölfeldrohren* (Bachelorarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [55] ECONOMIDES, M.J., WATTERS, L.T. (1998): *Petroleum Well Construction* (John Wiley & Sons; Weinheim) ISBN 0-471-96938-9
- [56] ETIM, E.E., (2008): *Description and Charakterisation of the most important Connections in the world market* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [57] FACHAUSSCHUSS MINERALÖL- UND BRENNSTOFFNORMUNG (FAM) DES NMP (2006): *Normen und Norm-Entwürfe (Mineralöle und verwandte Erzeugnisse* (Normenausschuss Materialprüfung (NMP))
- [58] FARR, A.P. (1957): *Improper tonging caused the damage...* (The Oil and Gas Journal; December 1957) S. 108-114
- [59] FDS-TECHNISCHES HANDBUCH (2000): *Technisches Handbuch* (Fachverband des Schrauben-Großhandels e. V. (FDS); Bonn)
- [60] FIP, U. (1986): *Einfluss der Gewindegeometrie auf die radiale Relativverformung an schulternden Gewindeverbindern* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [61] GIGOWSKI, T.G. (1993): *Simulationsmodell zur Berechnung von Ölfeldrohrverbindern mit konischem Gewinde und metallischem Dichtsitz* (Dissertation ITE; Technische Universität Clausthal)
- [62] GRANT PRIDECO (1998): *Rotary Shoulder Handbook* (Grant Prideco)

- [63] GÖTTNER, G.H. (1962): *Einführung in die Schmiertechnik - Grundlagen, Zusammenhänge, Anwendungen* (Karl Markein Verlag, Düsseldorf, Institut für Erdölforschung, Hannover)
- [64] GUNTHER, R.C. (1971): *Lubrication* (Chilton Book Company, New York) ISBN 0-8019-5526-2
- [65] GUTSCHE, W. (1985): *Über die Beanspruchungen des Bohrstranges in Tiefbohrungen* (Mitteilungen aus dem Institut für Tiefbohrkunde und Erdölgewinnung, Technische Universität Clausthal)
- [66] HABERHAUER, H., BODENSTEIN, F. (2009): *Maschinenelemente - Gestaltung, Berechnung, Anwendung* (15. Aufl.; Springer Verlag; Heidelberg) ISBN 13978-3-540-68611-8
- [67] HAUKE, V., SAWITZKY, M. (1977): *Load Capacity of Drillstem as well as of Casing and Tubing with special Joints* (Third Adriatic symp. on oil well drilling Porec, May 23.-26., 1977)
- [68] HAWKE, M.C. (1984): *Predicting Makeup Torque of thread tapered connections and evaluating of coefficients of friction* SPE 13068
- [69] HERSEY, M.D. (1966): *Theory and Research in Lubrication* (John Wiley & Sons Inc., New York) LIBRARY OF CONGRESS CATALOG CARD NUMBER 66-21058
- [70] HESSE, O. (1990): *ITE Lubricity Tester - Theory and Commissioning* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [71] HESSEMÜLLER, D. (1993): *Untersuchungen zum Verschraubverhalten von Gestängeverbindungen unter Verwendung verschiedener umweltfreundlicher Fette* (Diplomarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [72] HOENIG, S., OBERNDORFER, M. (2006): *Tightness Testing of Environmentally Friendly Thread Compounds* SPE 100220
- [73] HOFMEIER, H. (1940): *Über die Bruchursache von Rotary-Gestängeverbindungen* (Dissertation; Technische Hochschule Braunschweig)
- [74] HOLCOMB R.T., WILCOX, V.T., OLDIGES, D.A. (1986): *The performance characteristics and economics of Rotary-Shouldered Connection Thread Compounds* SPE 14794
- [75] HÖLLING, T. (1983): *Spannungs-, Verzerrungs und Verschiebungsfelder infolge mechanischer und thermischer Belastung in TDS-Schraubverbindungen nach einem*

erweiterten Modell von MADUSCHKA zur Abschätzung der Dichtigkeit und Beurteilung der Festigkeitsreserven im Förderbetrieb (Diplomarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)

- [76] HUGHES TOOL COMPANY (1969): *Tool Pushers Manual - care, handling and standards for tool joints, drillpipes, casing & tubing* (Oil Tool Division; Houston TX (USA))
- [77] HÜTTE (2000): *Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften* (31. Aufl.; Springer Verlag; Berlin) ISBN 3-540-66882-9
- [78] IFP (1978): *Drilling Data Handbook* (Editions Technip Paris) ISBN 2-7108-0334-8
- [79] ISO 10400 (1993): *Petroleum and natural gas industries-Formulae and Calculation for Casing, Tubing, Drillpipe and Line Pipe Properties* (International Standard) ISO 10400:1993(E)
- [80] ISO/CD 10407-1 (2004): *Petroleum and natural gas industries - Drilling and production equipment* (International Standard) ISO TC 67/SC 4 N N
- [81] ISO 13679 (2002): *Petroleum and natural gas industries- Procedures for testing casing and tubing connections* (Draft International Standard ISO/DIS 13679) ISO/TC 67/SC5
- [82] JELLISON, M.J., HASSMANN, S.P., SNAPP, D. (2000): *New Developments in Drill Stem Rotary Shoulder Connections* (IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology held in Kuala Lumpur, Malaysia, 11-13 September 2000) IADC/SPE 62785
- [83] JELLINSON, M.J., DAVILA, M.A. (1996): *How to evaluate and select Premium Casing Connectors* SPE/IADC 35037
- [84] JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY (02/2008): *Drillstring Technology for World-Class Extended-Reach Drilling* (S. 48-52)
- [85] KAMAX (2004): *Schrauben-Brevier* (2. Aufl.; KAMAX; Homberg)
- [86] KAYODE, A.E. (2008): *Analysis of Oil and Gas Connections Makeup Procedures Recommendation and Standards*(Bachelorarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [87] KELLERMANN, R. (1955): *Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen* (Sonderdruck aus Zeitschrift "Konstruktion" 1955, Heft 2;Springer-Verlag; Berlin)

- [88] KLAMANN, D. (1982): *Schmierstoffe und verwandte Produkte - Herstellung-Eigenschaften-Anwendung* (Verlag Chemie; Weinheim) ISBN 3-527-25966-XX
- [89] KOEHLER, H. (1992): *Statische Untersuchungen an Futterrohren, Steigrohren und Rohrverbindungen bei Biegebelastungen* (Mitteilungen aus dem Institut für Tiefbohrtechnik, Erdöl- und Erdgasgewinnung ITE; Technische Universität Clausthal)
- [90] KNOLL, P. (1986): *Auswertung von Verschraubdiagrammen und der Untersuchung zur Ermittlung der temporären Dichtwirkung von Schmiermitteln an gasdichten Gewindeverbindern* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [91] KOITHAN, T. (1985): *Prüfung und Bewertung gasdichter Gewindeverbindungen* (Diplomarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [92] KRAGELSKI, I. W. (1971): *Reibung und Verschleiß* (Carl Hanser Verlag, München) ISBN 3-4461-1474-2
- [93] KRINGS, R. (1983): *Beschichtung von gasdichten Sonderverbindungen zur Vermeidung von Fresserscheinungen* (Erdöl-Erdgas; 99. Jg.; Heft 9; September 1983) S. 293-296
- [94] KÜNNE, B. (2003): *Köhler/Rögnitz - Maschinenteile 1* (9. Aufl.; Teubner Verlag; Wiesbaden)
- [95] KULAK, G.L., UNDERSHUTE, S.T. (1998): *Tension Control Bolts: Strength and installation* (Journal of Bridge Engineering; February 1998) S.15-20
- [96] LYONS, W.T. (1996): *Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering* (Gulf Publishing Company; Houston TX (USA)) ISBN 0-88415-642-7
- [97] MADER, W. (1979): *Hinweise zur Anwendung von Schmierstoffen* (Curt R. Vincentz Verlag, Hannover) ISBN 3-8787-0164-0
- [98] MCCARTHY, J.P., DEWAYNE, S., LEE, K. (2004): *Application of Increased Make-up Torque on API Rotary Shouldered Connections: Goodman Diagram vs. Strain Life Model* SPE/IADC 87190
- [99] McDONALD, H.B. (1993): *Thread Compounds + Environment = Change* (Journal of Petroleum Technology (JPT); July 1993) SPE 26315
- [100] MANEY, J.J., STROZIER, C.A. (1989): *High-Temperature Performance of Rotary-Shouldered Connections* SPE 19554

- [101] MAROJEVIC, S.T. (1986): *Computer Control of Minimum Shoulder Prestress Requirements during makeup Procedure of Premium Shoulder Connections* SPE/IADC 14793
- [102] MARUYAMA, E.T., YAZAKI, Y. (1990): *Influence of Compound Grease on the performance of Premium Connections* (SPE Drilling Engineering; March 1990) S. 71-77
- [103] MATEK, W., MUHS, D., WITTEL, H., BECKER, M., JANNASCH, D. (2000): *Roloff/Matek - Maschinenelemente* (14. Aufl.; Vieweg Verlag-Braunschweig) ISBN 3-528-84028-0
- [104] MOORE, W.W. (1981): *Fundamental of Rotary Drilling* (Energy Publications, Texas (USA)) LIBRARY OF CONGRESS NUMBER 8166583
- [105] MÜLLER, U.J., NASSAR, J. (2002): *Schmierstoffe im Betrieb* (2.Auflage; Springer-Verlag; Berlin/Heidelberg) ISBN 3-540-41909-8
- [106] NATH, D. (1989): *Auswertung von Verschraubungen mit dem Fettauftrag nach dem Schleuderverfahren mit verschiedenen Abmessungen von Prüfkörpern* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [107] NAVARRO, O.G. (2004): *Oil Country Tubular Goods - connection principles, design features and generalities Analysis and classification of selected samples* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [108] NICA, A. (1969): *Theory and Practice of Lubrication Systems* (Publishing House of the Rumanian Academy, Rumania)
- [109] NIEMANN, G., WINTER, H., HÖHN, B.R. (2005): *Maschinenelemente - Band 1* (4. Aufl.; Springer Verlag; München) ISBN 3-540-25125-1
- [110] N.N. (2008): *Drillstring Technology for World-Class Extended-Reach Drilling* (JPT; Februar 2008) S. 48-51
- [111] NORSOK STANDARD M-710 (2001): *Qualification of non-metallic sealing materials and manufactures* (2. Rev., October 2001, Norwegian Technology Centre) M-710
- [112] OBERDÖRFER, D.H. (1990): *Darstellung von Möglichkeiten, durch Geometrieänderung an Ölfeldverbindern deren Belastungsverhalten zu verbessern* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)

- [113] O'CONNOR, J.J., BOYD, J., AVALLONE, E.A. (1968): *Standard Handbook of Lubrication Engineering* (Mc Graw-Hill Book Company, New York) LIBRARY OF CONGRESS CATALOG CARD NUMBER 64-16489
- [114] OGASAWARA, M.(1996): *Optimum Application of environmentally Safe Compound Grease for Casing and Tubing* (SPE Drilling & Completion; March 1996) S. 51-55
- [115] OSTERTAG, A. (1980): *Engineering Report - Raise Bore Thread Computation* (Christensen Diamond Products GmbH; Celle)
- [116] PALAND, E.G. (1967): *Gewindelastverteilung in der Schrauben-Mutter-Verbindung* (Konstruktion; Heft 9 (1967)) S. 345-350
- [117] PATTILLO, P.D. (1983): *Analysis of tubular connections using a thin cylinder approximation Part I* (ASME-Paper 83-Pet-14 Part 11, ASME-Paper 83-Pet-15)
- [118] PAYNE, M.L., LETURNO, R.E., HARDER, C.A. (1993): *Fatigue Failure of API 8-Round Casing in Drilling Service* SPE 26321
- [119] PERRIN, D., CARON, M., GAILOT, G. (1999): *Oil and Gas Field Development Techniques - Well Completion and Servicing* (Editions Technip; Paris) ISBN 2-7108-0765-3
- [120] PETERSEN, M. (2006): *Gewindeverbindungen Berechnungsprogramm - Darstellung theoretischer Grundlagen und Programmbeschreibung* (Bachelorarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [121] PETERSEN, M. (2006): *The application and assignment of thread compounds in drilling operations* (Seminararbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [122] POPOV, V.L. (2009): *Kontaktmechanik und Reibung* (Springer-Verlag; Berlin) ISBN 978-3-540-88836-9
- [123] PRENGMAN, D.A. (1986): *Anatomy of a Thread Compound* (Drilling; August/September 1986) S. 20-24
- [124] PUGH, B. (1973): *Friction and Wear* (Newnes-Butterworths Ltd., London) ISBN 0-408-0009-7
- [125] RABIA, H. (1985): *Oilwell Drilling Engineering - Principles and Practice* (Graham & Trotman Inc., London)

- [126] REYNOLDS, G.F., SUMMERFIELD, P.D. (1991): *A New Approach to the Design of Threaded Connections* SPE 21739
- [127] REYNOLDS, H.A., GREENIP, J.F. (2002): *Wedge Thread Tool Joints: Applications and Economics* SPE/IADC 74567
- [128] RYBACK, I. (2006): *Der Einsatz von Gewindefetten bei dem Verschrauben von Ölfeldrohren* (Seminararbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [129] SAGER, J. (1985): *Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in schulternden, axial belasteten Gewindeverbindern* (Erdöl-Erdgas Kohle (EEK); 1986 ;102 Jg. S.62-67)
- [130] SAWITZKI, M. (1987): *Untersuchungen der Reibungsverhältnisse beim Verschraubvorgang und Analyse der daraus resultierenden Beanspruchungen hochbelasteter Gewindeverbinder* (Dissertation ITE; Technische Universität Clausthal)
- [131] STICKDORN, J. (1982): *Ursachen von Bohrstrangschäden und Maßnahmen zu ihrer Verhinderung* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [132] STILLER, E. (1985): *Bestimmung der Spannungen und Verzerrungen in schulternden, axial belasteten Gewindeverbindern im Nahbereich der Gewindekontur* (Diplomarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [133] STOFFELS, P. (1990): *Untersuchungen zur Beanspruchung von schulternden konischen Gewindeverbindern durch Kraftverschraubung und Axialkraft* (Mitteilungen aus dem Institut für Tiefbohrtechnik, Erdöl- und Erdgasgewinnung (ITE); Technische Universität Clausthal)
- [134] STOLL, R.D.(1985): *Die Beanspruchungen der untertägigen Einrichtungen in der Tiefbohrtechnik insbesondere durch Verschleiß* (Institut für Bergbaukunde III, RWTH Aachen)
- [135] STRINGFELLOW, D., JACOBS, N.L. (1992): *Field Experiences with environmentally Acceptable Rotary-Shouldered Thread Compound* SPE 23920
- [136] SPRENGEL, M. (2010) : *Reibkoeffizientenmessung an OCTG-Gewindefetten auf dem Reibteststand am ITE* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [137] SÜDKAMP, S. (2003): *Optimierung der Verschraubung von Gewindeverbindern in Röhrenwerken* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)

- [138] TANG, W., MURADOV, A. CHANDLER, R.B. (2006): *A Novel Approach for Determining, Evaluating and Applying Stress Concentration Faktors for Rotary Shouldered Connections* SPE 103052
- [139] TEODORIU, C. (2003): *Analysis of the makeup procedure and evaluation of conical shouldered threaded connections* (Dissertation ITE; Technische Universität Clausthal) ISBN 3-89720-678-1
- [140] TEODORIU, C. (2008): *Numerical Investigation of the Behavior of Friction Coefficient of Thread Compound Used in the Oil Industry to Lubricate Tubular Threaded Connections under High Contact Pressure and Different Temperatures* (Fachexpertise ITE; Technische Universität Clausthal)
- [141] TEODORIU, C., McDONALD, H., BOLLFRASS, C. (2007): *Friction Considerations in Rotary shouldered threaded connections* (26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering; San Diego (USA) OMAE 2007-29583
- [142] TEODORIU, C., KINZEL, H. (2005): *The Application of an analytical model for the controlled Makeup of Rotary Shouldered Connections in the field* SPE 93777
- [143] TEODORIU, C., REICHETSEDER, P., MARX, C., KINZEL, H. (2003): *Analysis of Torque-Turn Recordings to Makeup Rotary-Shouldered-Connections (RSC)* (Oil& Gas European Magazine; 4/2003) S. 190-194
- [144] TEODORIU, C. (2006): *Use of Analytical Models for the Developement of intelligent Makeup Machines* (Fachvortrag; The Harold Vance Department of Petroleum Engineering; Texas A&M University TX (USA))
- [145] TEODORIU, C. (2007): *Verschraubung von schulternden Gewindeverbindungen* (Fachvorlesung ITE; Technische Universität Clausthal)
- [146] TEODORIU, C. (2007): *Advanced Drilling Technology* (Fachvorlesung ITE; Technische Universität Clausthal)
- [147] THOMS, J. (2004): *Verschraubarbeiten bei Futter- und Steigrohrtouren* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [148] THORNTON, H.R., BAILEY, E.I., WILLIAMSON, J.S. (1993): *Friction and wear in Threaded Surfaces of Rotary Drill Collars* (Journal of Energy Resources Technology; March 1993) S. 23-31
- [149] VAM (2001): *VAM-Running Book* (Vallourec & Mannesmann) WWW.VAMSERVICES.COM (15.04.2007)

- [150] VDI-RICHTLINIE 2230 (2003): *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen (Zylindrische Einschraubverbindungen)* (Verein Deutscher Ingenieure; VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, Fachbereich Konstruktion, Ausschuss Schraubenverbindungen) ICS 21.060.10
- [151] VALIGURA, G.A., TALLIN, A. (2005): *Connections for HPHT Well Applications and Connection Leak Probability* SPE 97588
- [152] WALOWIT, J.A., ANNO, J.N. (1975): *Developements in Lubrication Mechanics* (Applied Scienes Publishers Ltd., England) ISBN 0-8533-4592
- [153] WAZECHA, D. (1991): *Bestimmung der optimalen Fettmenge für Verschraubungen von Premium Verbindern mit Hilfe des Fettschleuder der Firma Weatherford Oil Tool GmbH* (Studienarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [154] WEG (2006): *Leitfaden Futterrohrberechnung* (Technische Regel, Wirtschaftsverband Erdöl- und Erdgasgewinnung e.V. (WEG))
- [155] WIEGAND, H., KLOOS; K.H., THOMALA, W. (2007): *Schraubenverbindungen - Grundlagen, Berechnungen, Eigenschaften, Handhabung* (5. Aufl.; Springer Verlag; Berlin) ISBN 978-3-540-21282-9
- [156] WIRTH GRUPPE (2002): *Bohrtechnisches Handbuch* (9. Auflage; WIRTH Maschinen-und Bohrgeräte-Fabrik GmbH; Erkelenz)
- [157] WU, J. (1988): *Untersuchungen an gasdichten konischen Tubing-Verbindern sowie an zweistufigen-zylindrischen Premium-Integral-Verbindungen* (Diplomarbeit ITE; Technische Universität Clausthal)
- [158] WÜRTH (2008): *ABC der Verbindungstechnik* (Art.-Nr. 990 999 006; WIRTH Industrie Service)
- [159] YILDIRIM, A. (1988): *Eigenschaften und Aufbau von Gewindefetten* (Seminararbeit ITE; Technische Universität Clausthal)

Abbildungsverzeichnis

2.1	Ölfeldrohrverbindungen mit konischem Gewinde und Dichtelement am Beispiel eines Tool-Joints	12
2.2	Muffenverbindung	12
2.3	Integralverbindung	13
2.4	Schraubenlinie ¹	14
2.5	ISO-Gewindenennprofil ²	15
2.6	API Rundgewinde (l.); API Buttressgewinde (r.) ³	16
2.7	Unterschiedliche Ausführungen von Flankenwinkeln	17
2.8	Beispiel einer Bohrgestängeverbindung ⁴	18
2.9	Radialer und axialer Dichtsitz	20
2.10	Beispiel einer API-Dichtung an einem Sägezahngewinde	21
2.11	Beispiel einer nichtmetallischen Dichtung	22
2.12	Beispiel eines metallischen Dichtsitzes auf einer Premium-Verbindung . . .	23
2.13	Konturen von radialen, metallischen Dichtsitzen	24
3.1	Grundlegende Festkörperreibungsmechanismen ⁵	29
3.2	Stribeckkurve ⁶	30
3.3	Werkstoffkennlinien im Verschraubdiagramm ⁷	36
3.4	Aktivierung des Gewindefettes ⁸	41
4.1	Wirkungsgrad und Reibungsanteil einer Schraubenverbindung ⁹	44
4.2	Idealisiertes Verschraubdiagramm für Futter- und Steigrohre ¹⁰	46
4.3	Gewinde 1 ¹¹	48
4.4	Kritischer Querschnitt am Beispiel einer NC50-Verbindung ¹²	49
4.5	Einfluss der Komponenten in der Farr Formel ¹³	50
4.6	Durchschnittlicher Schulterradius ¹⁴	52
4.7	Einfluss des Flankenwinkels ¹⁵	53
5.1	API-Reibteststand ¹⁶	63
5.2	API-Prüfkörper ¹⁷	64
5.3	API-Reibwert-Diagramm ¹⁸	65
5.4	Aufbau des ITE-Reibteststandes	67
5.5	Gewindeprüfkörper in den Krafteinsätzen des Versuchsstandes (ITE) . . .	68
5.6	ITE-Drehmomentmessnabe	69
5.7	Kraftmessdose montiert im Hydraulikzylinder der Drehmomentmessnabe .	70
5.8	Druckmessdose montiert in der Hydraulik der Drehmomentmessnabe . . .	70
5.9	Gewindeprüfkörper (M24X100 nach DIN 933 bzw. DIN 934)	71

5.10	Prüfkörper zur Untersuchung von Reibungskoeffizienten im Schulterbereich (115CrV3)	72
5.11	Schulterprüfkörper(Adapter)	73
5.12	Schulterprüfkörper(Adapter)	73
5.13	Gefetteter M24-Gewindeprüfkörper (Gewindefett: Multidope Yellow) . . .	75
5.14	Schulterprüfkörper vor dem Test	75
5.15	eingeschweißter Prüfkörper für Tieftemperaturversuche	76
5.16	Kühlspirale im Temperierbad der Versuchsanlage	76
5.17	Prüfkörper mit applizierten Dehnungsmessstreifen (DMS)	77
5.18	Übersicht über die Auswertung der gemessenen Datenwerte	78
6.1	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	82
6.2	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	83
6.3	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	83
6.4	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	84
6.5	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	84
6.6	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	85
6.7	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	86
6.8	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	86
6.9	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	87
6.10	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	87
6.11	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	88
6.12	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	89
6.13	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	89
6.14	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	90
6.15	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	90
6.16	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	91
6.17	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	92
6.18	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	92
6.19	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	93
6.20	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	93
6.21	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	94
6.22	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	95
6.23	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	95
6.24	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	96
6.25	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	96
6.26	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	97
6.27	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	98
6.28	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	98
6.29	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	99
6.30	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	99
6.31	Multidope Yellow: Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	100
6.32	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	101
6.33	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	101

6.34	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	102
6.35	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	102
6.36	Gewindeprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	103
6.37	Gewindeprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	104
6.38	Schulterprüfkörper bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$)	104
6.39	Schulterprüfkörper bei Tieftemperatur ($\vartheta = -30^{\circ}\text{C}$)	105
6.40	Trendverlauf Schulterprüfkörpern bei Raumtemperatur ($\vartheta = +20^{\circ}\text{C}$) . . .	105
7.1	Gebrochene Reibringe (l. ohne Entlastungsbohrungen, r. mit Entlastungsbohrungen)	106
7.2	Mikroskopaufnahme der M24-Gewindeflanke	107
7.3	3D-Ansicht einer Gewindeflanke	108
7.4	Detaillierte Ansicht auf die Oberfläche einer Gewindeflanke	108
7.5	Rauheitsprofil der Gewindeflanke	109
7.6	Metallische Gewindefettablagerungen nach Test	109
7.7	Schnitt durch die Gewindeflanken vor (l.) und nach (r.) den Testläufen bei einer Belastung von 120 kN	110
7.8	Reibtestergebnisse bei Raumtemperatur	112
7.9	Reibtestergebnisse Tieftemperatur	113
8.1	M24-Prüfkörper mit einer Gewindeflanke	118
8.2	Phosphatisierter M24-Prüfkörper	119
8.3	Phosphatisierter M24-Prüfkörper nach einer Verschraubung	120
8.4	Phosphatisierter Schulterprüfkörper	120
8.5	Beschädigtes und korrodiertes Boxgewinde einer 13 3/8" Casing-Verbindung	121
8.6	Verschmutztes Gewindefett am Bohrturm	121
A.1	Zusammengefasste Reibtestergebnisse bei Raumtemperatur	148
A.2	Zusammengefasste Reibtestergebnisse Tieftemperatur	149
B.1	Gewindeprüfkörper unbelastet (Bolzen)	151
B.2	Gewindeprüfkörper unbelastet (Bolzen)	151
B.3	Gewindeprüfkörper unbelastet (Mutter)	151
B.4	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Bolzen)	152
B.5	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Bolzen)	152
B.6	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Mutter)	152
B.7	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Bolzen)	153
B.8	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Bolzen)	153
B.9	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Mutter)	153
B.10	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Bolzen)	154
B.11	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Bolzen)	154
B.12	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Mutter)	154
B.13	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Bolzen)	155
B.14	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Bolzen)	155
B.15	Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Mutter)	155

B.16 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Bolzen)	156
B.17 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Bolzen)	156
B.18 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Mutter)	156
B.19 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Bolzen)	157
B.20 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Bolzen)	157
B.21 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Mutter)	157
B.22 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Bolzen)	158
B.23 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Bolzen)	158
B.24 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Mutter)	158
B.25 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Bolzen)	159
B.26 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Bolzen)	159
B.27 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Mutter)	159
B.28 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Bolzen)	160
B.29 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Bolzen)	160
B.30 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Mutter)	160
B.31 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Bolzen)	161
B.32 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Bolzen)	161
B.33 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Mutter)	161
B.34 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Bolzen)	162
B.35 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Bolzen)	162
B.36 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Mutter)	162
B.37 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Bolzen)	163
B.38 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Bolzen)	163
B.39 Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Mutter)	163
C.1 Gewindeprüfkörper nach 10kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	165
C.2 Gewindeprüfkörper nach 20kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	165
C.3 Gewindeprüfkörper nach 40kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	166
C.4 Gewindeprüfkörper nach 60kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	166
C.5 Gewindeprüfkörper nach 80kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	167
C.6 Gewindeprüfkörper nach 100kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	167
C.7 Gewindeprüfkörper nach 120kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	168
C.8 Gewindeprüfkörper nach 140kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	168
C.9 Gewindeprüfkörper nach 160kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	169
C.10 Gewindeprüfkörper nach 180kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	169
C.11 Gewindeprüfkörper nach 200kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	170
C.12 Gewindeprüfkörper nach 220kN Axialbelastung (1RPM - 360°)	170
D.1 Reibringprüfkörper API-Modified (RT-120kN-5RPM)	172
D.2 Reibringprüfkörper Bestolife 3000 (RT-120kN-5RPM)	172
D.3 Reibringprüfkörper GBF 1 (RT-120kN-5RPM)	172
D.4 Reibringprüfkörper Irish Copper (RT-120kN-5RPM)	173
D.5 Reibringprüfkörper KOLR King Drill (RT-120kN-5RPM)	173
D.6 Reibringprüfkörper KOPR Kote (RT-120kN-5RPM)	173

D.7	Reibringprüfkörper Multidope Yellow (RT-120kN-5RPM)	174
D.8	Reibringprüfkörper Z50 (RT-120kN-5RPM)	174
D.9	Reibringprüfkörper WD40 (DT-120kN-5RPM)	174
D.10	Reibringprüfkörper ohne Schmierung (RT-120kN-5RPM)	175
E.1	geschliffene Schulteroberfläche 1	177
E.2	geschliffene Schulteroberfläche 2	178
E.3	geschliffene Schulteroberfläche 3	179
E.4	geschliffene Schulteroberfläche 4	180
E.5	geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 1	181
E.6	geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 2	182
E.7	geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 3	183
E.8	geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 4	184
F.1	Datenblatt API-Modified	186
F.2	Datenblatt Bestolife 3000	187
F.3	Datenblatt GBF 1	188
F.4	Datenblatt Irish Copper	189
F.5	Datenblatt KOLR King Drill	190
F.6	Datenblatt KOPR Kote	191
F.7	Datenblatt Multidope Yellow (1)	192
F.8	Datenblatt Multidope Yellow (2)	193
F.9	Datenblatt Z 50	194

Tabellenverzeichnis

5.1	Prüfkörperbelastungen unter Axiallast	74
5.2	Datenübersicht Gewindeprüfkörper	77
5.3	Datenübersicht Schulterprüfkörper	78
5.4	Verwendete Gewindefette	79
6.1	Datensätze der Untersuchung an Gewindeprüfkörpern	80
6.2	Datensätze der Untersuchung an Schulterprüfkörpern	80
7.1	Auftretender Fressverschleiß im Gewindebereich	107
7.2	Auftretender Fressverschleiß im Schulterbereich	107
7.3	K-Werte für unterschiedliche Reibungsfaktoren	112

10 Anhang

A Reibtestdiagramme

Nachfolgend werden die zusammengefassten Reibtestergebnisse dieser Arbeit in vergrößerter Form gezeigt.

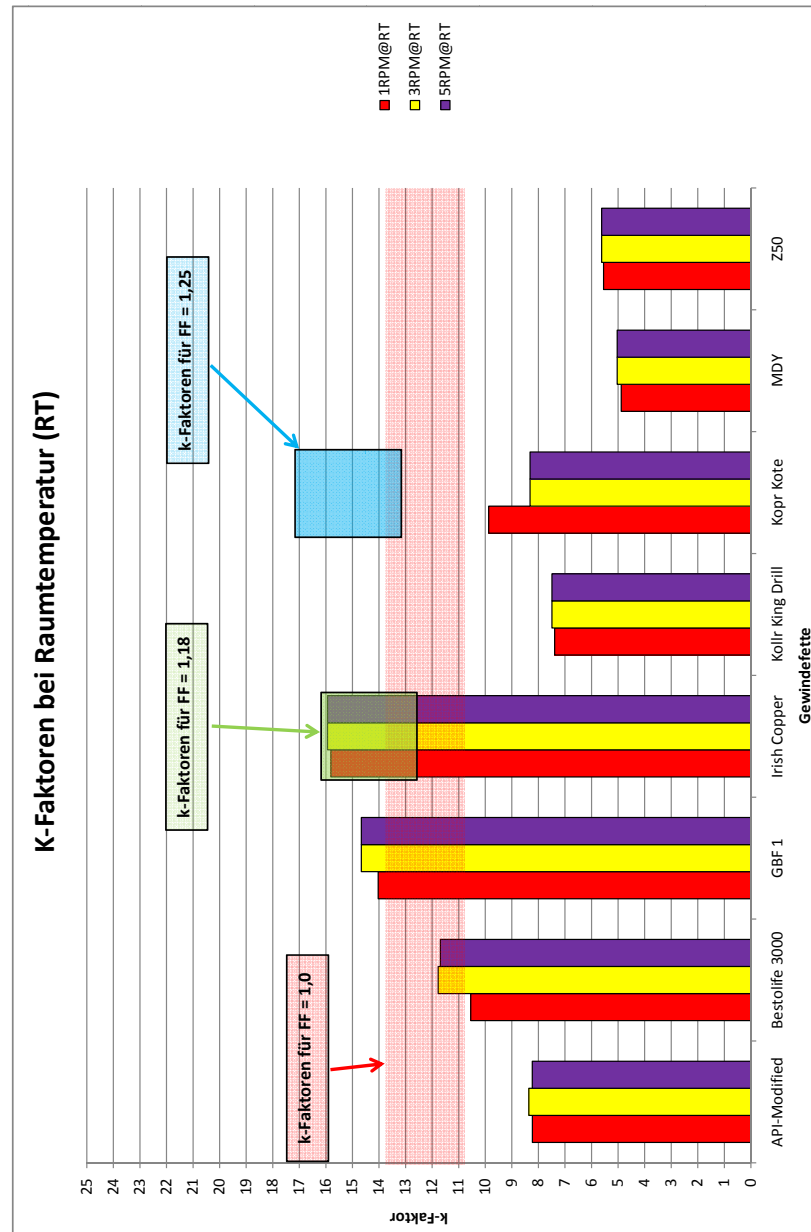


Abbildung A.1: Zusammengefasste Reibtestergebnisse bei Raumtemperatur

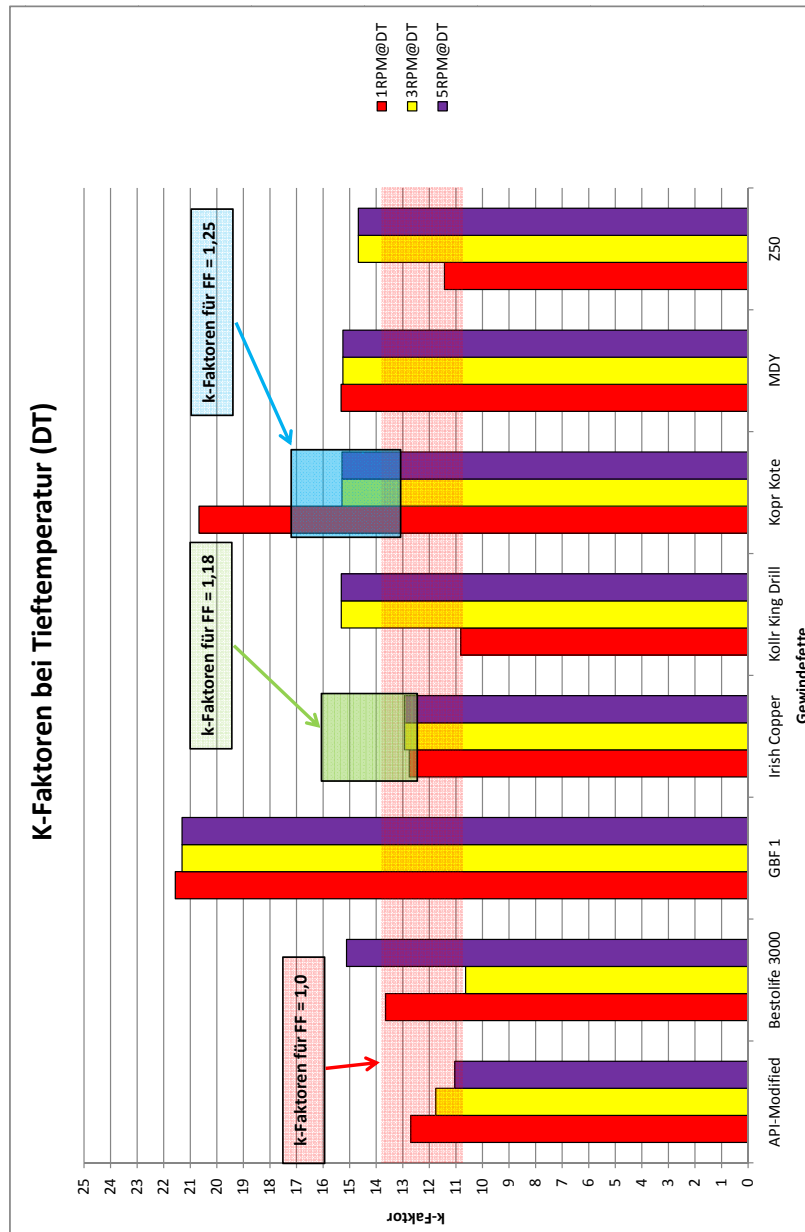


Abbildung A.2: Zusammengefasste Reibtestergebnisse Tieftemperatur

B Gewindeprüfkörper

Im folgenden Anhang B sind Flankenaufnahmen einiger der eingesetzten Gewindeprüfkörper zu sehen.

Die Testreihen wurden mit dem Gewindefett API-Modified bei einer Verschraubgeschwindigkeit von 1 Umin^{-1} unter unterschiedlichen Axialbelastungen durchgeführt.

Anhand der Aufnahmen sind deutliche Verschleißerscheinungen an den Flanken des Bolzengewindes bzw. Muttergewindes zu erkennen. Eine Linearität des Verschleißbildes ist nicht zu erkennen.

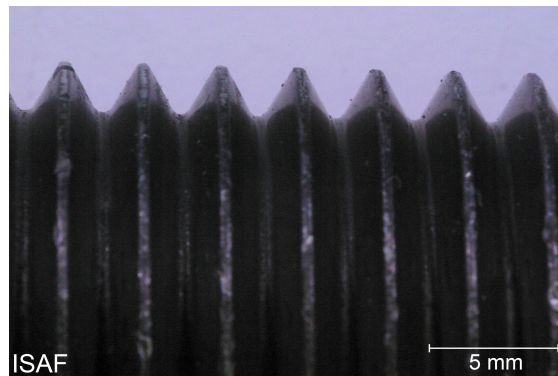


Abbildung B.1: Gewindeprüfkörper unbelastet (Bolzen)

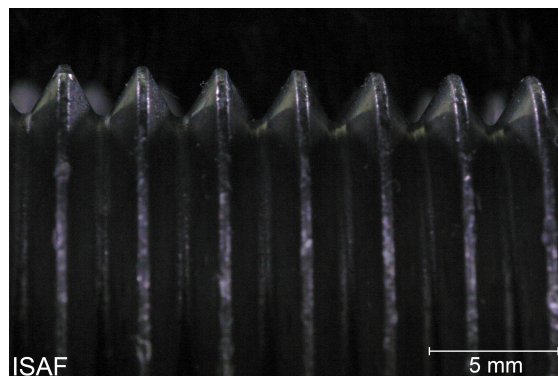


Abbildung B.2: Gewindeprüfkörper unbelastet (Bolzen)



Abbildung B.3: Gewindeprüfkörper unbelastet (Mutter)

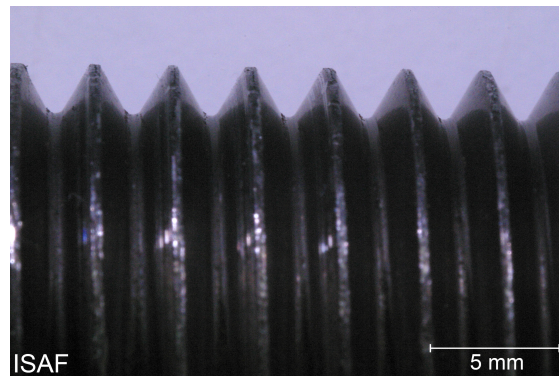


Abbildung B.4: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Bolzen)

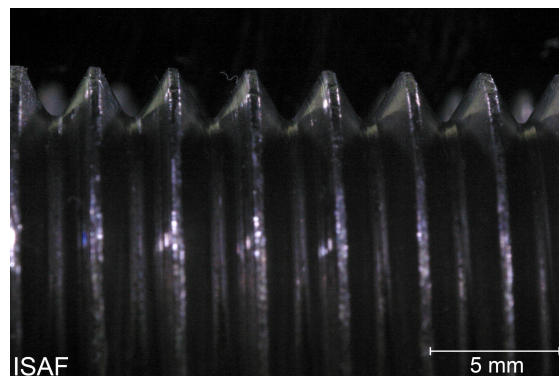


Abbildung B.5: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Bolzen)



Abbildung B.6: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 10kN (Mutter)

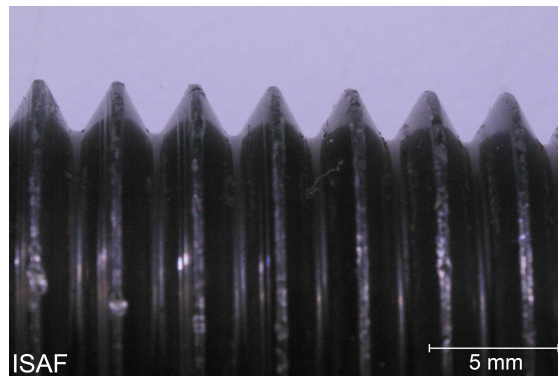


Abbildung B.7: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Bolzen)

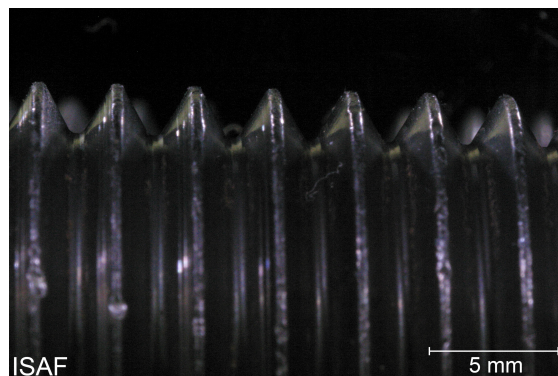


Abbildung B.8: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Bolzen)



Abbildung B.9: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 20kN (Mutter)

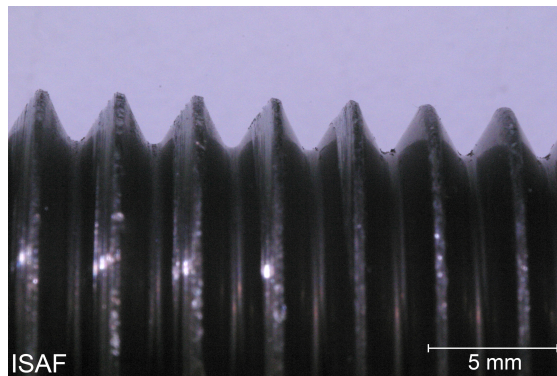


Abbildung B.10: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Bolzen)

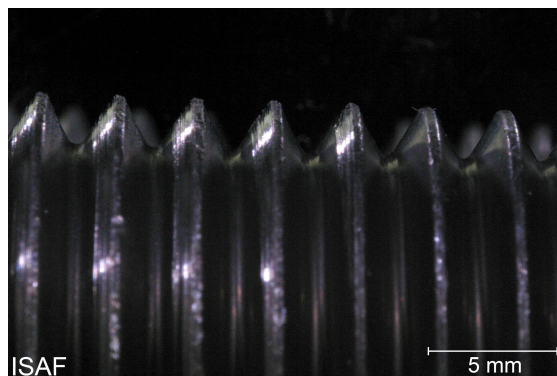


Abbildung B.11: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Bolzen)



Abbildung B.12: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 40kN (Mutter)

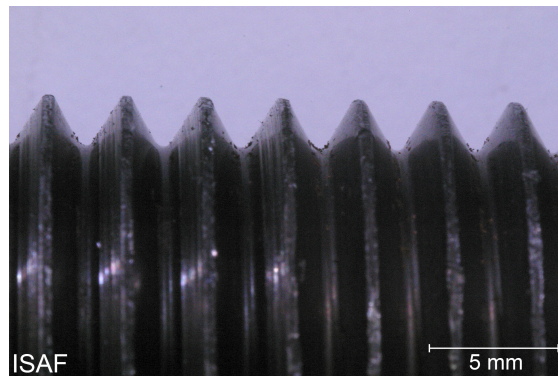


Abbildung B.13: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Bolzen)

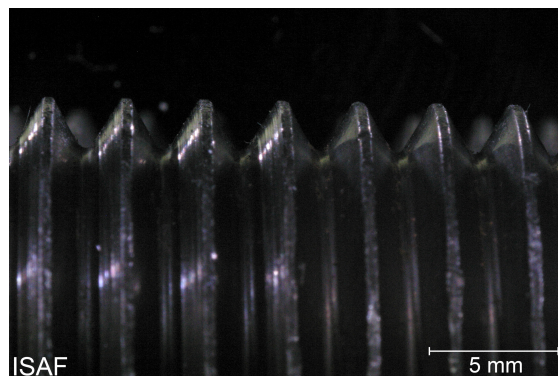


Abbildung B.14: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Bolzen)

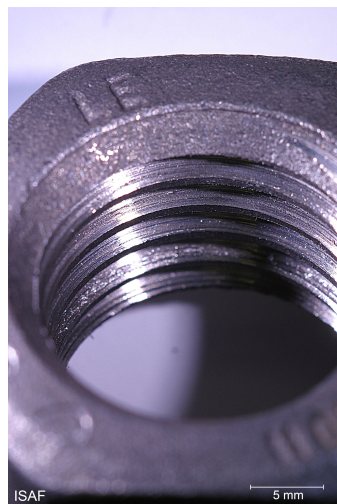


Abbildung B.15: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 60kN (Mutter)

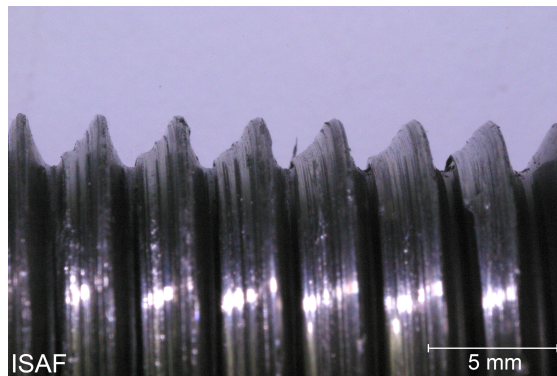


Abbildung B.16: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Bolzen)

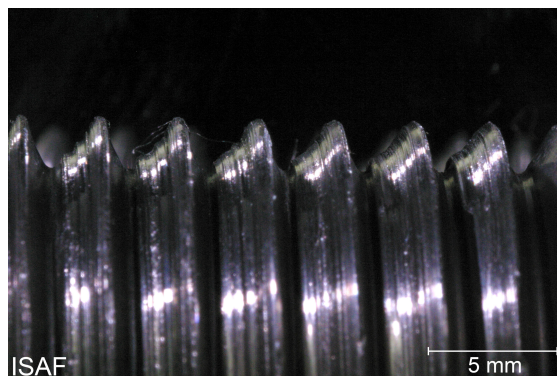


Abbildung B.17: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Bolzen)



Abbildung B.18: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 80kN (Mutter)

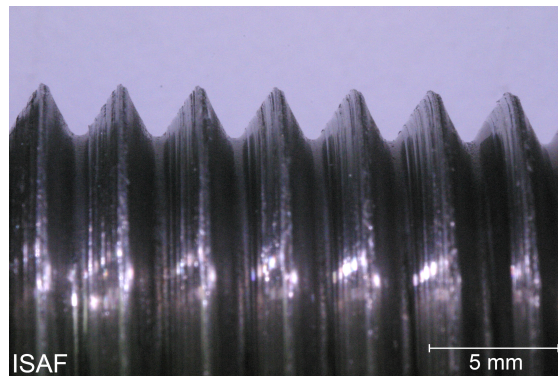


Abbildung B.19: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Bolzen)

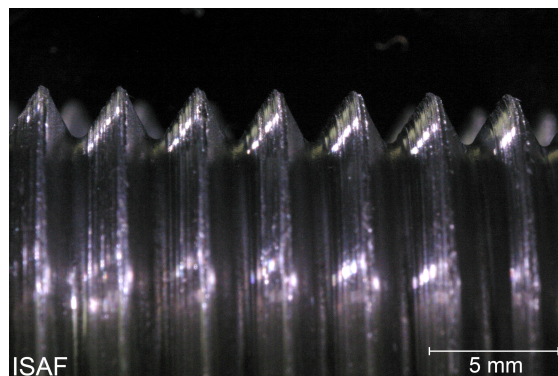


Abbildung B.20: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Bolzen)

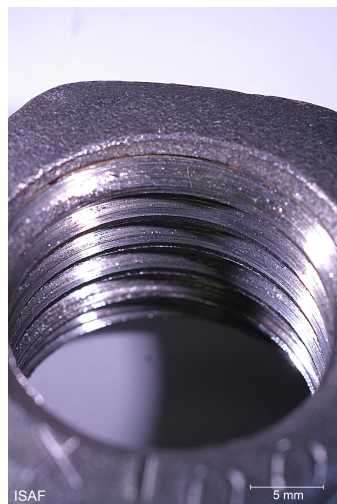


Abbildung B.21: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 100kN (Mutter)

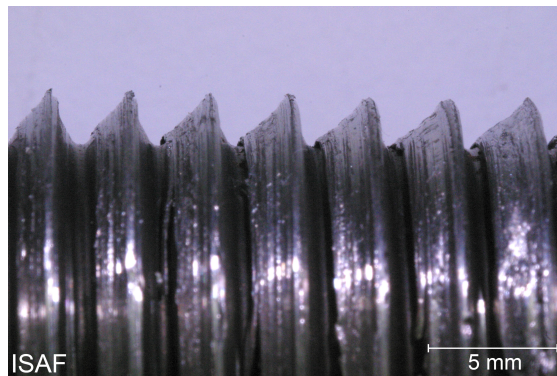


Abbildung B.22: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Bolzen)

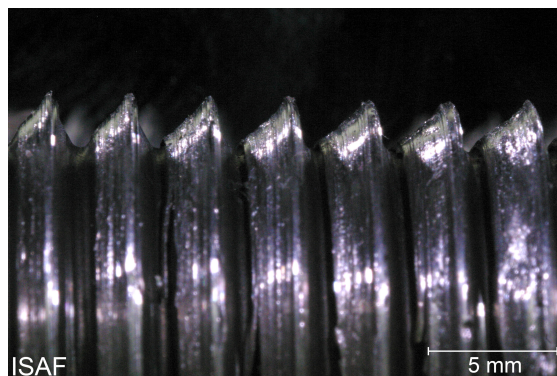


Abbildung B.23: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Bolzen)



Abbildung B.24: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 120kN (Mutter)

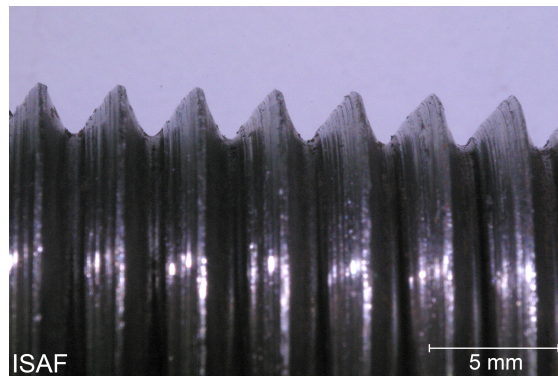


Abbildung B.25: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Bolzen)

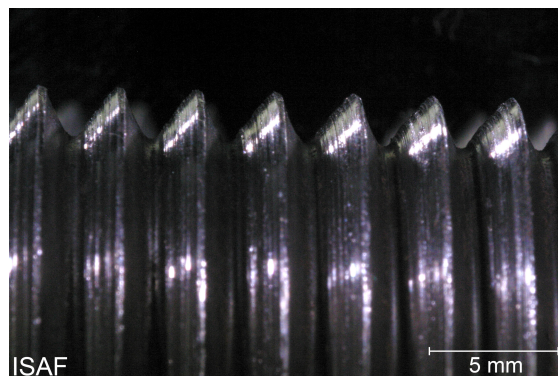


Abbildung B.26: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Bolzen)



Abbildung B.27: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 140kN (Mutter)

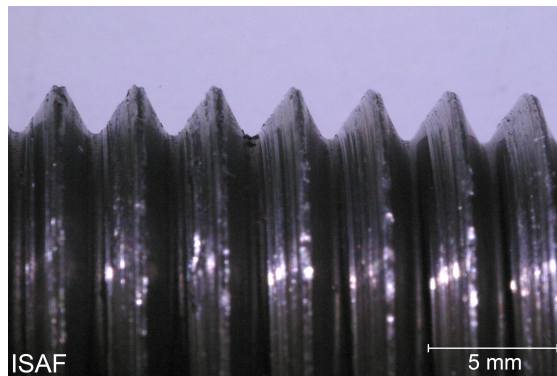


Abbildung B.28: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Bolzen)

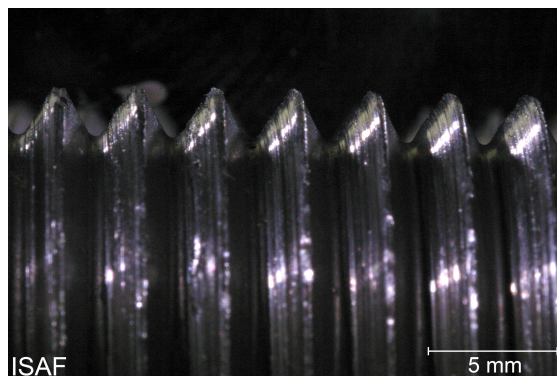


Abbildung B.29: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Bolzen)

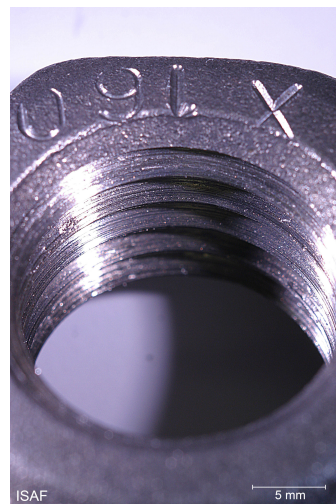


Abbildung B.30: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 160kN (Mutter)

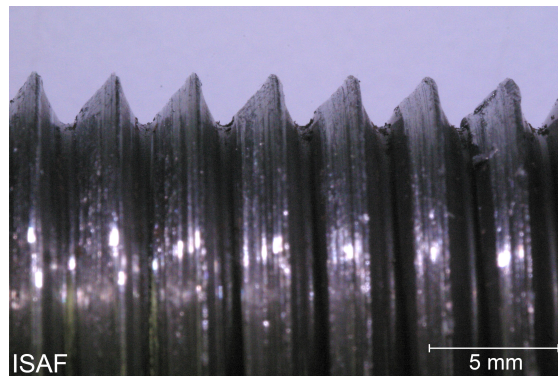


Abbildung B.31: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Bolzen)

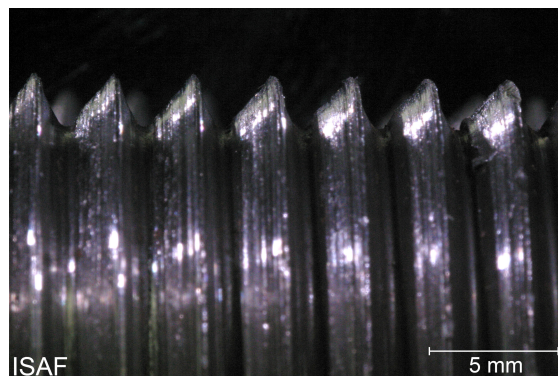


Abbildung B.32: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Bolzen)



Abbildung B.33: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 180kN (Mutter)

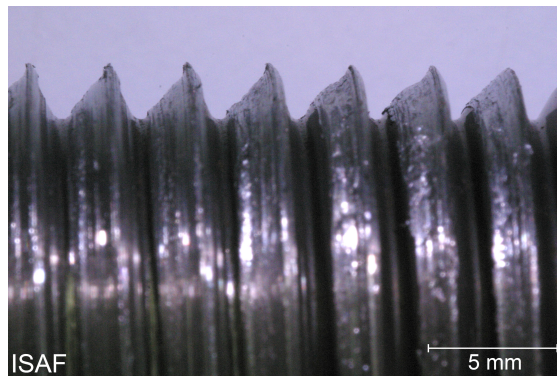


Abbildung B.34: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Bolzen)

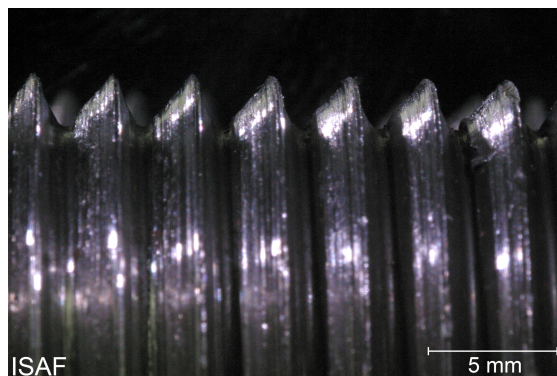


Abbildung B.35: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Bolzen)



Abbildung B.36: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 200kN (Mutter)

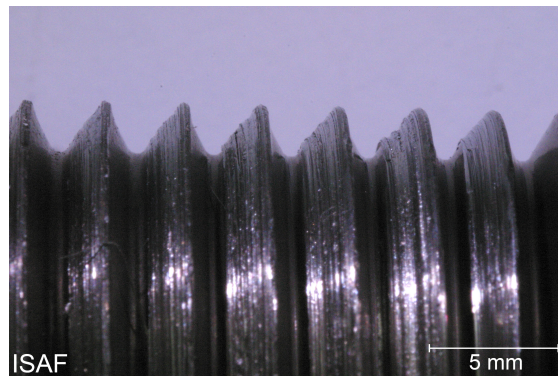


Abbildung B.37: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Bolzen)

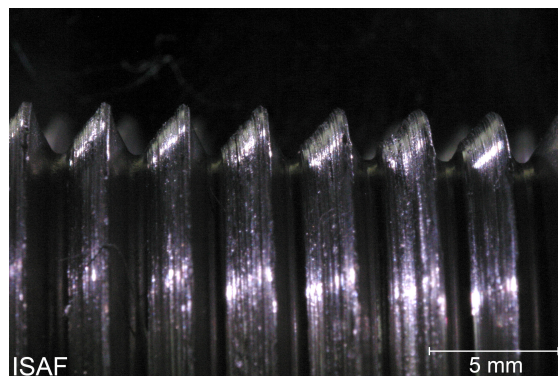


Abbildung B.38: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Bolzen)



Abbildung B.39: Gewindeprüfkörper axial belastet mit 220kN (Mutter)

C Verformung der Gewindeflanken unter Axiallast

Auf Basis der unter B vorgestellten Abbildungen wurden jeweils die Aufnahmen eines belasteten und eines neuen, unbelasteten Gewindeprüfkörper übereinandergelegt.

Die durch die Belastung während der Verschraubung hervorgerufene Materialverschiebung an den Profilen der Gewindeflanken lässt sich so leicht erkennen. Zusätzlich wurden die Bereiche der Materialverschiebung farbig gekennzeichnet.

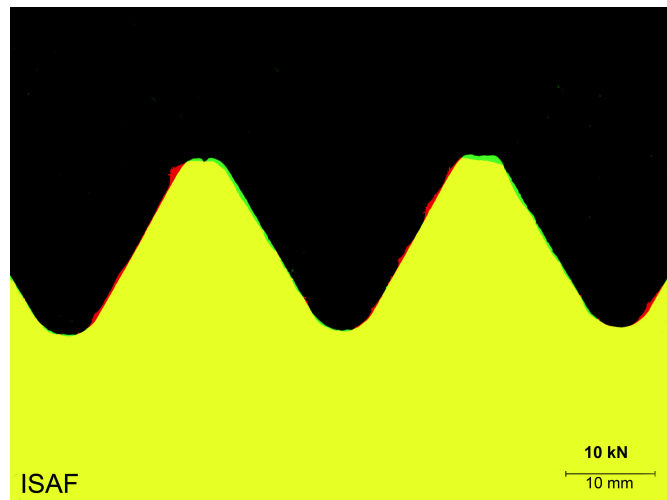


Abbildung C.1: Gewindeprüfkörper nach 10kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

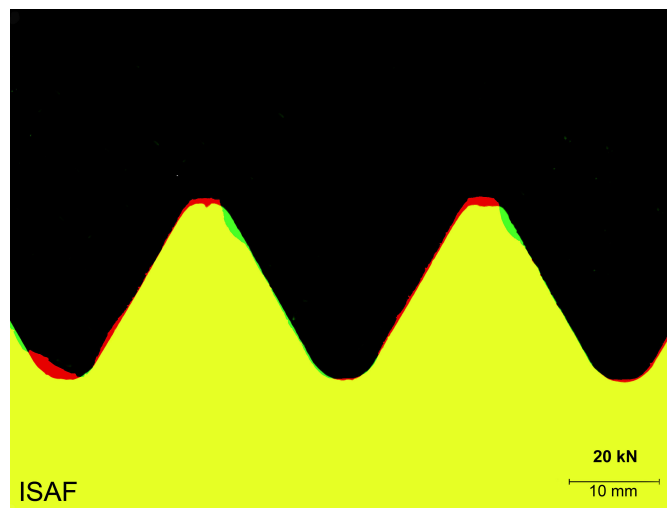


Abbildung C.2: Gewindeprüfkörper nach 20kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

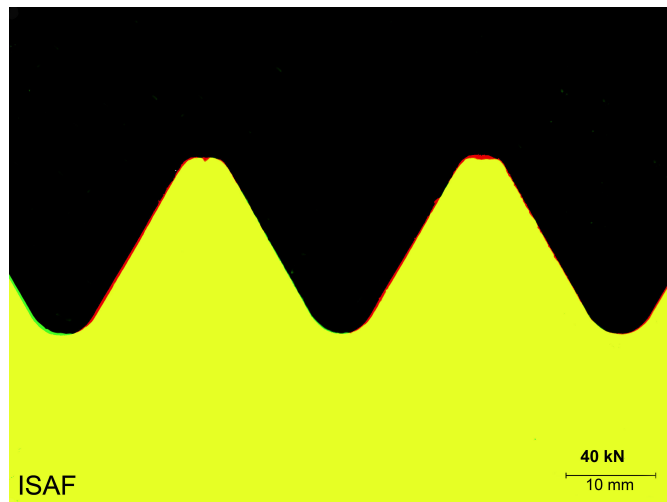


Abbildung C.3: Gewindeprüfkörper nach 40kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

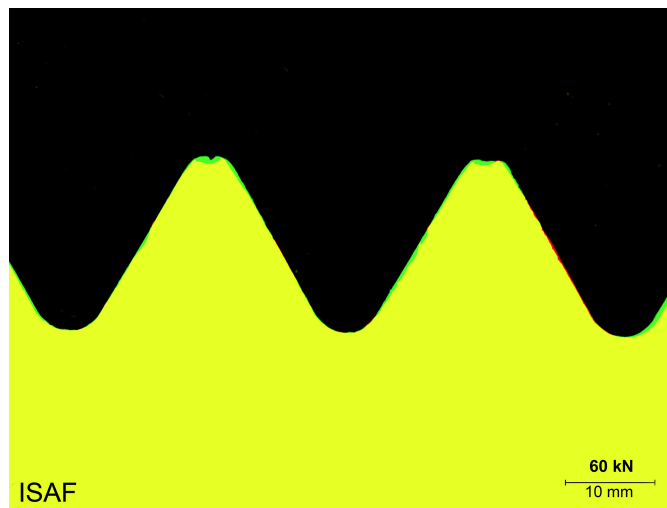


Abbildung C.4: Gewindeprüfkörper nach 60kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

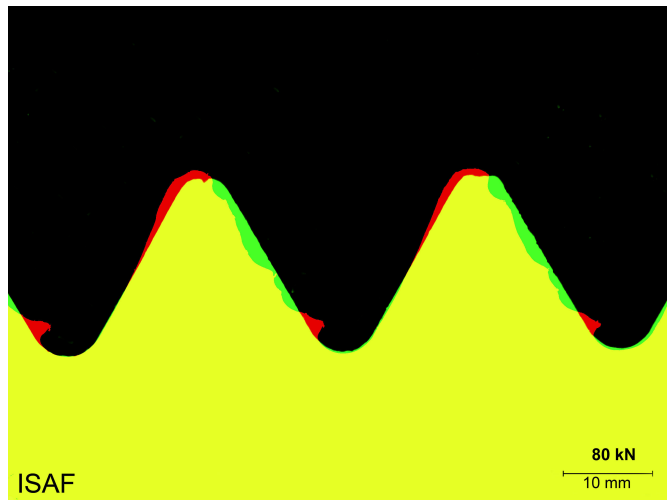


Abbildung C.5: Gewindeprüfkörper nach 80kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

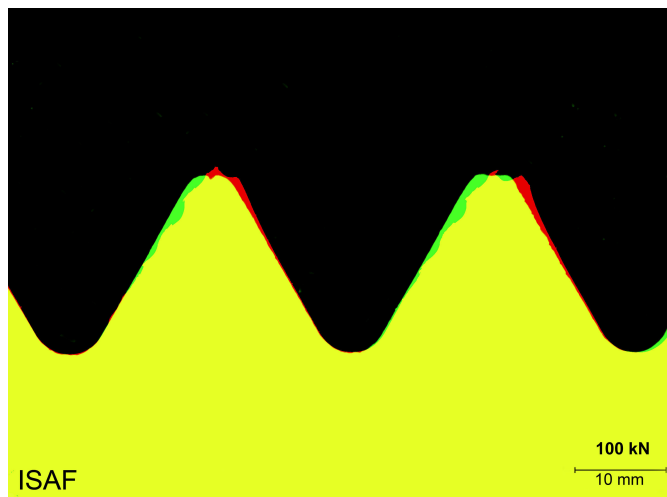


Abbildung C.6: Gewindeprüfkörper nach 100kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

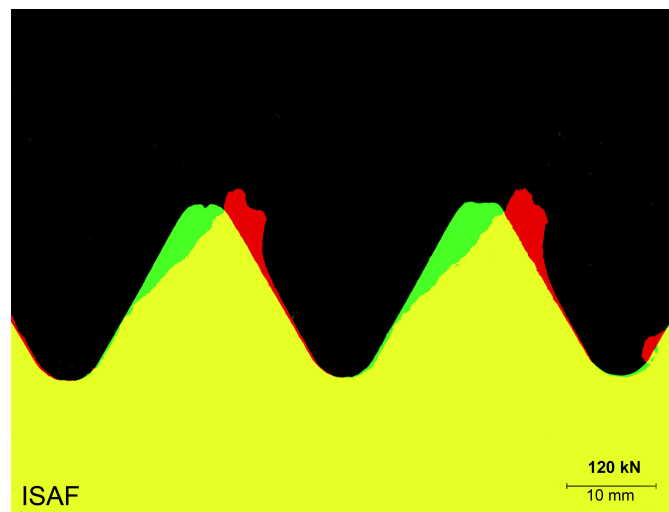


Abbildung C.7: Gewindeprüfkörper nach 120kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

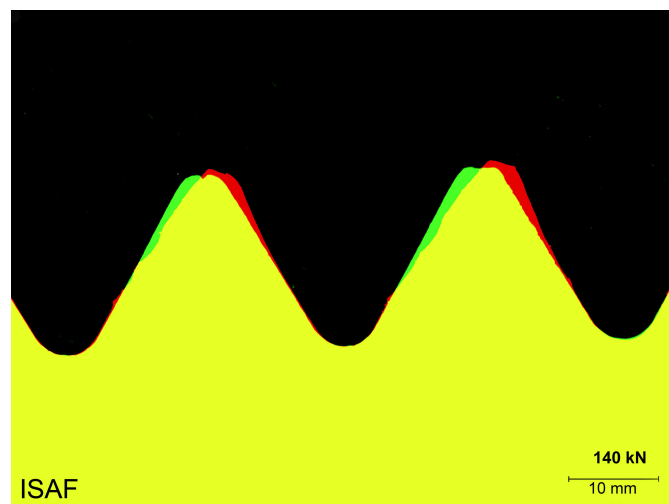


Abbildung C.8: Gewindeprüfkörper nach 140kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

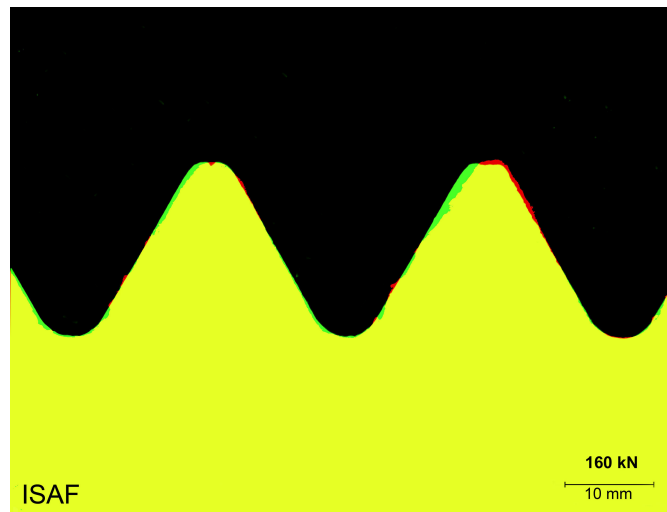


Abbildung C.9: Gewindeprüfkörper nach 160kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

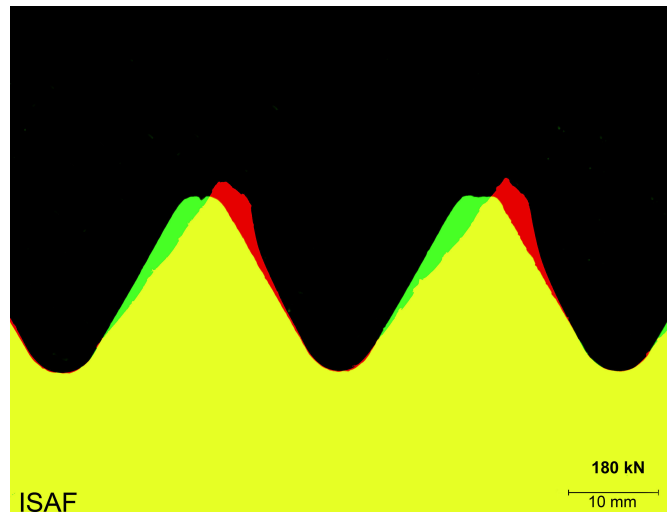


Abbildung C.10: Gewindeprüfkörper nach 180kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

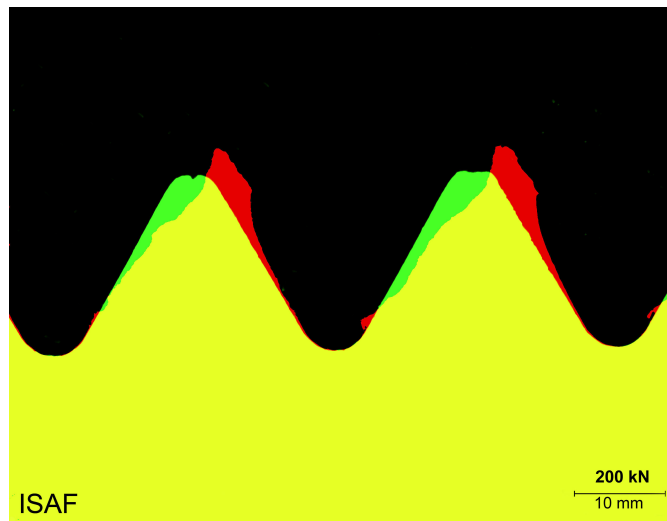


Abbildung C.11: Gewindeprüfkörper nach 200kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

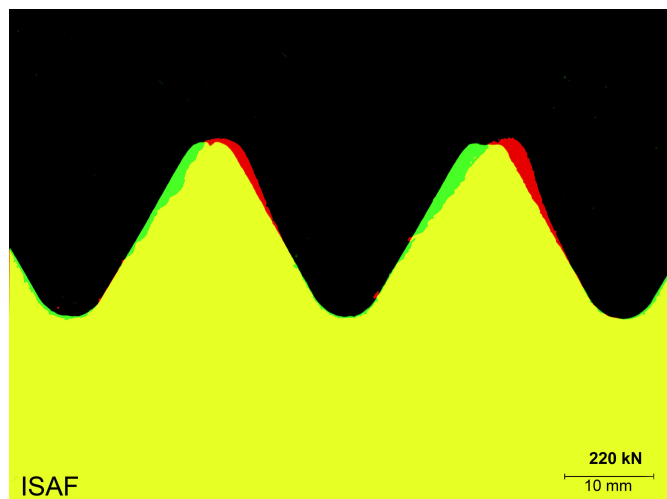


Abbildung C.12: Gewindeprüfkörper nach 220kN Axialbelastung (1RPM - 360°)

D Schulterprüfkörper

Dieser folgende Anhang D zeigt die Oberfläche der Schulterprüfkörper nach einem Testdurchlauf mit einer Axialbelastung von 120 kN .

Die Makroaufnahmen auf der jeweils rechten Seite zeigen einen Ausschnitt der Reiboberflächen nach einer einfachen, oberflächlichen Reinigung mit Kaltreiniger. Es sind deutlich die verbleibenden Reste der Gewindefette auf den Reibflächen zu erkennen.

D.1 API-Modified

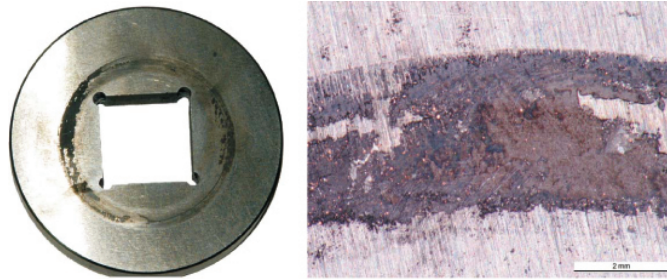


Abbildung D.1: Reibringprüfkörper API-Modified (RT-120kN-5RPM)

D.2 Bestolife 3000

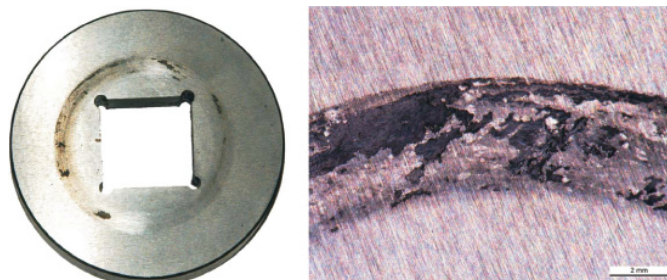


Abbildung D.2: Reibringprüfkörper Bestolife 3000 (RT-120kN-5RPM)

D.3 GBF1

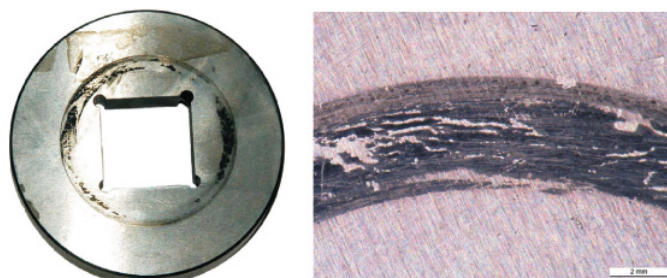


Abbildung D.3: Reibringprüfkörper GBF 1 (RT-120kN-5RPM)

D.4 Irish Copper



Abbildung D.4: Reibringprüfkörper Irish Copper (RT-120kN-5RPM)

D.5 KOLR King Drill

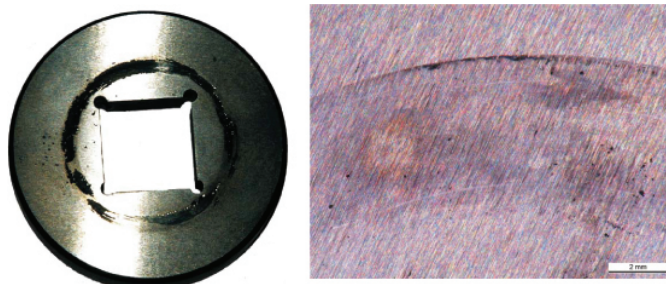


Abbildung D.5: Reibringprüfkörper KOLR King Drill (RT-120kN-5RPM)

D.6 KOPR Kote

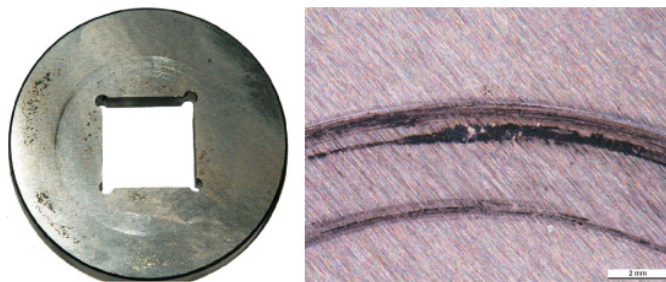


Abbildung D.6: Reibringprüfkörper KOPR Kote (RT-120kN-5RPM)

D.7 Multidope Yellow

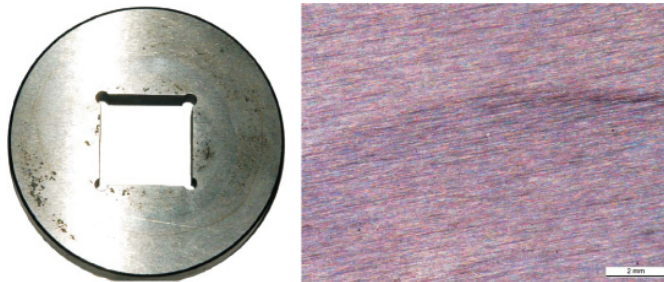


Abbildung D.7: Reibringprüfkörper Multidope Yellow (RT-120kN-5RPM)

D.8 Z50

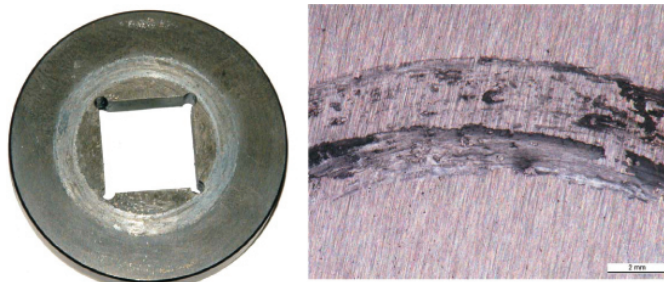


Abbildung D.8: Reibringprüfkörper Z50 (RT-120kN-5RPM)

D.9 geölte Prüfkörper



Abbildung D.9: Reibringprüfkörper WD40 (DT-120kN-5RPM)

D.10 trockene Prüfkörper

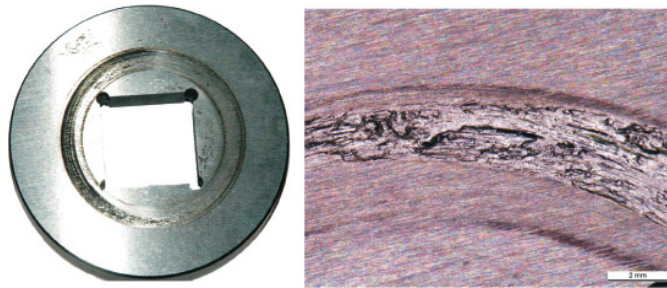


Abbildung D.10: Reibringprüfkörper ohne Schmierung (RT-120kN-5RPM)

E Rauigkeitsmessungen an den Prüfkörperoberflächen

Nachfolgend sind die Rauigkeitsmessungen an den Reibflächen der Schulterprüfkörper aufgeführt.

Auf Grund der vorher beschriebenen Schwierigkeiten bei der Messung der Rauigkeiten auf den Profilen der Gewindeflanken sind hier nur die gemessenen Oberflächenrauigkeiten der Schulterprüfkörper aufgeführt. Es wurden jeweils vier Oberflächenrauigkeitsuntersuchungen an geschliffenen, ungetesteten Prüfkörpern und geschliffenen, eingefahrenen Prüfkörpern vorgenommen.

Das „Einfahren“ der Oberflächen fand bei einer Axialbelastung von 10 kN und einer Verschraubgeschwindigkeit von 1 Umin^{-1} statt.

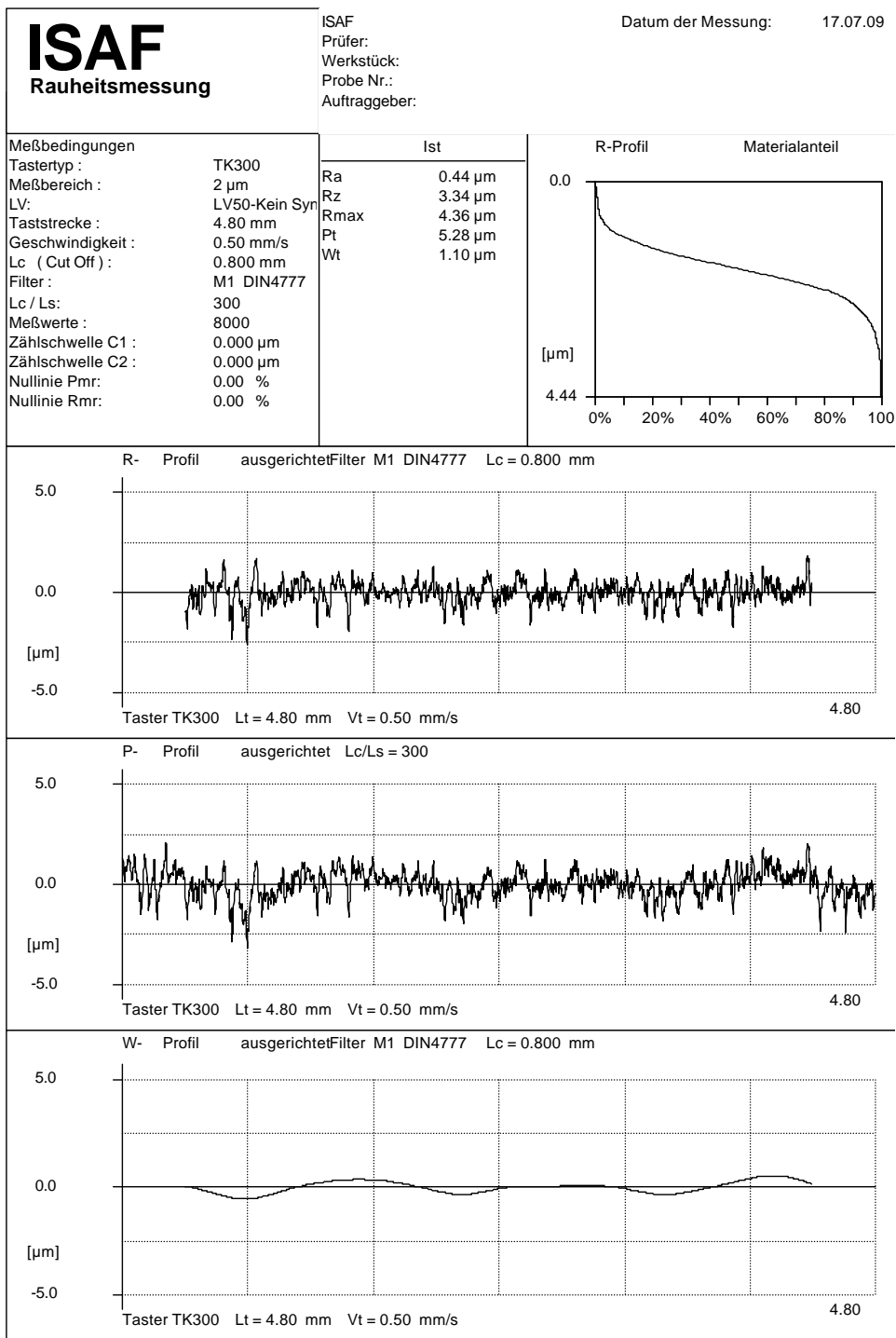


Abbildung E.1: geschliffene Schulteroberfläche 1

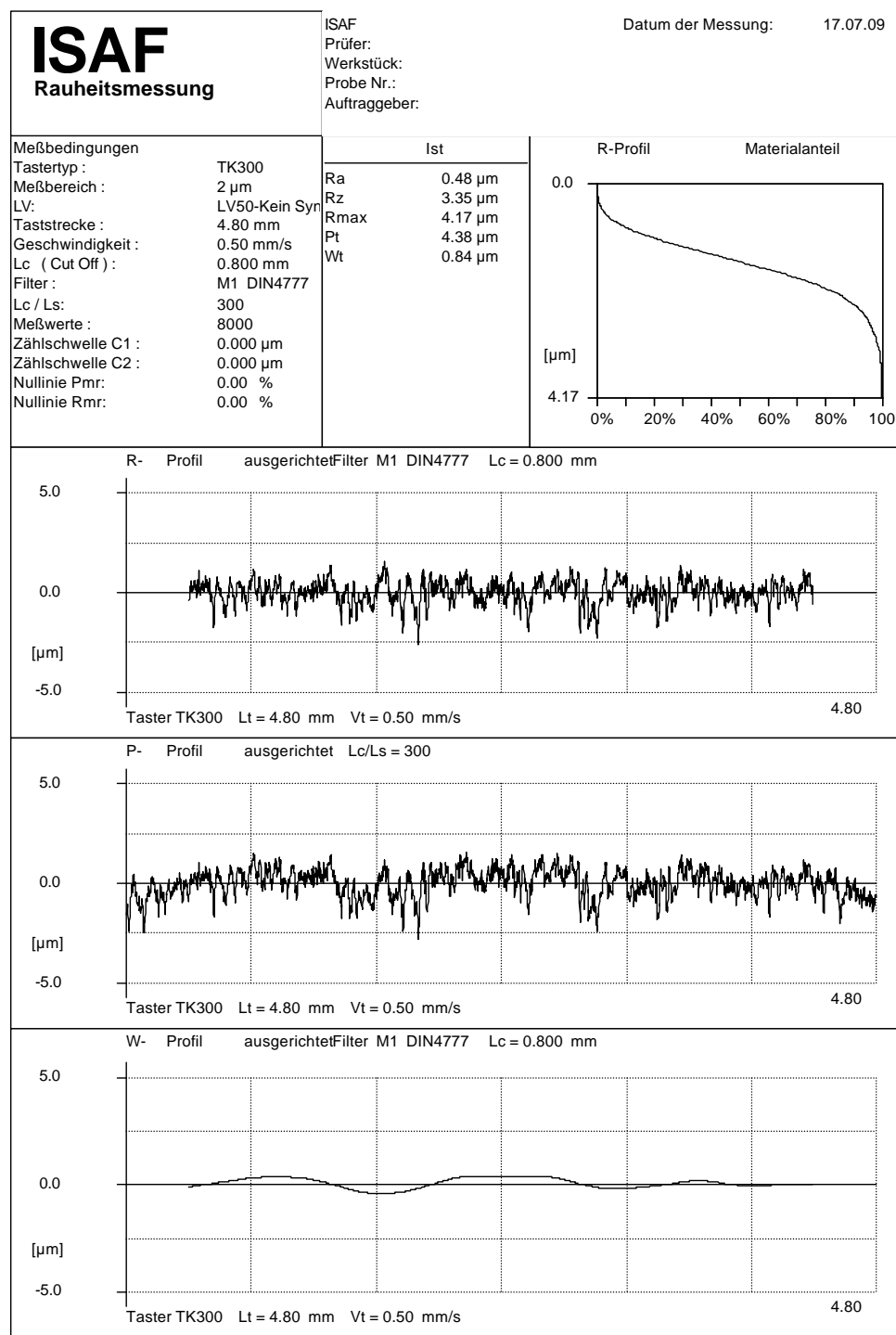


Abbildung E.2: geschliffene Schulteroberfläche 2

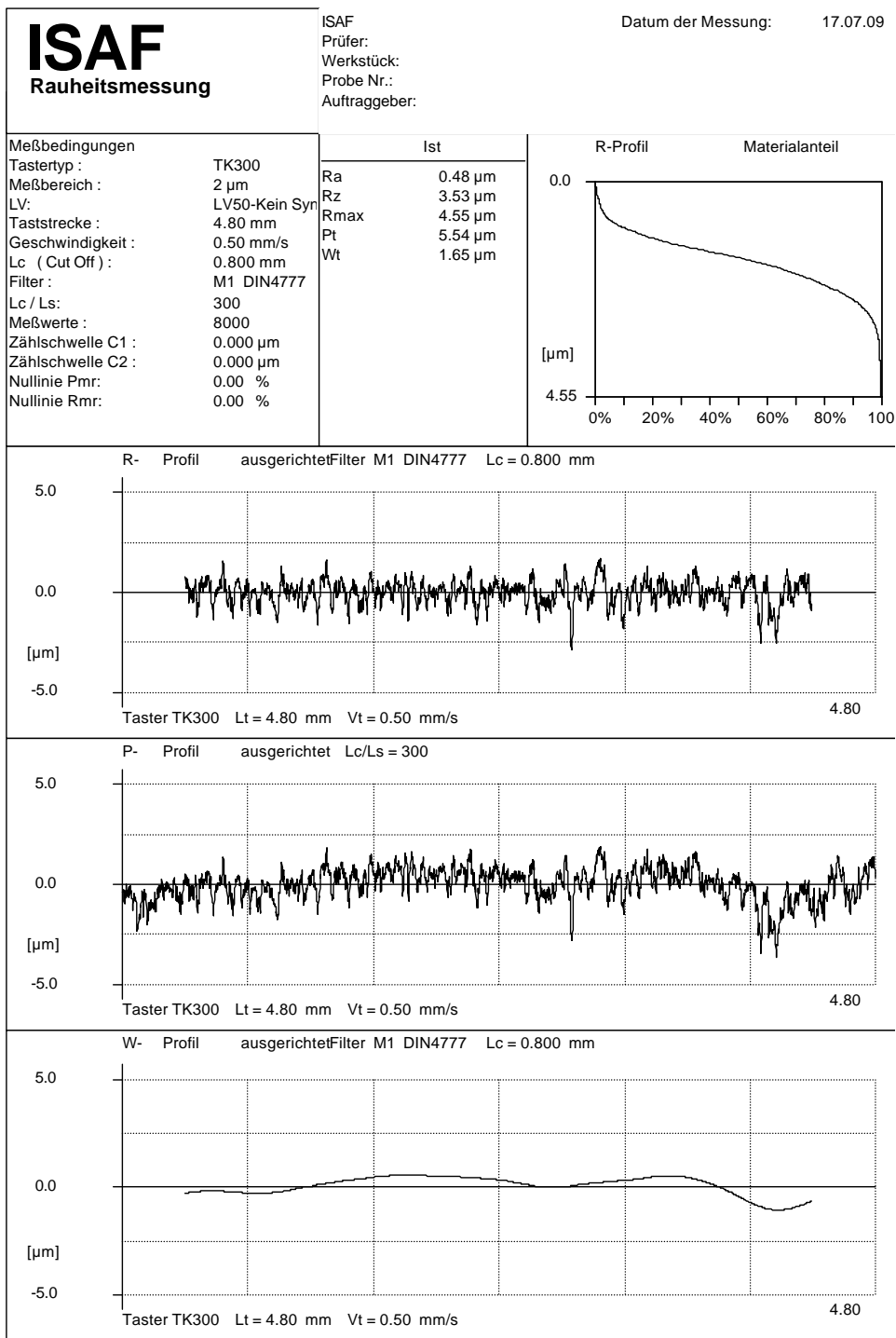


Abbildung E.3: geschliffene Schulteroberfläche 3

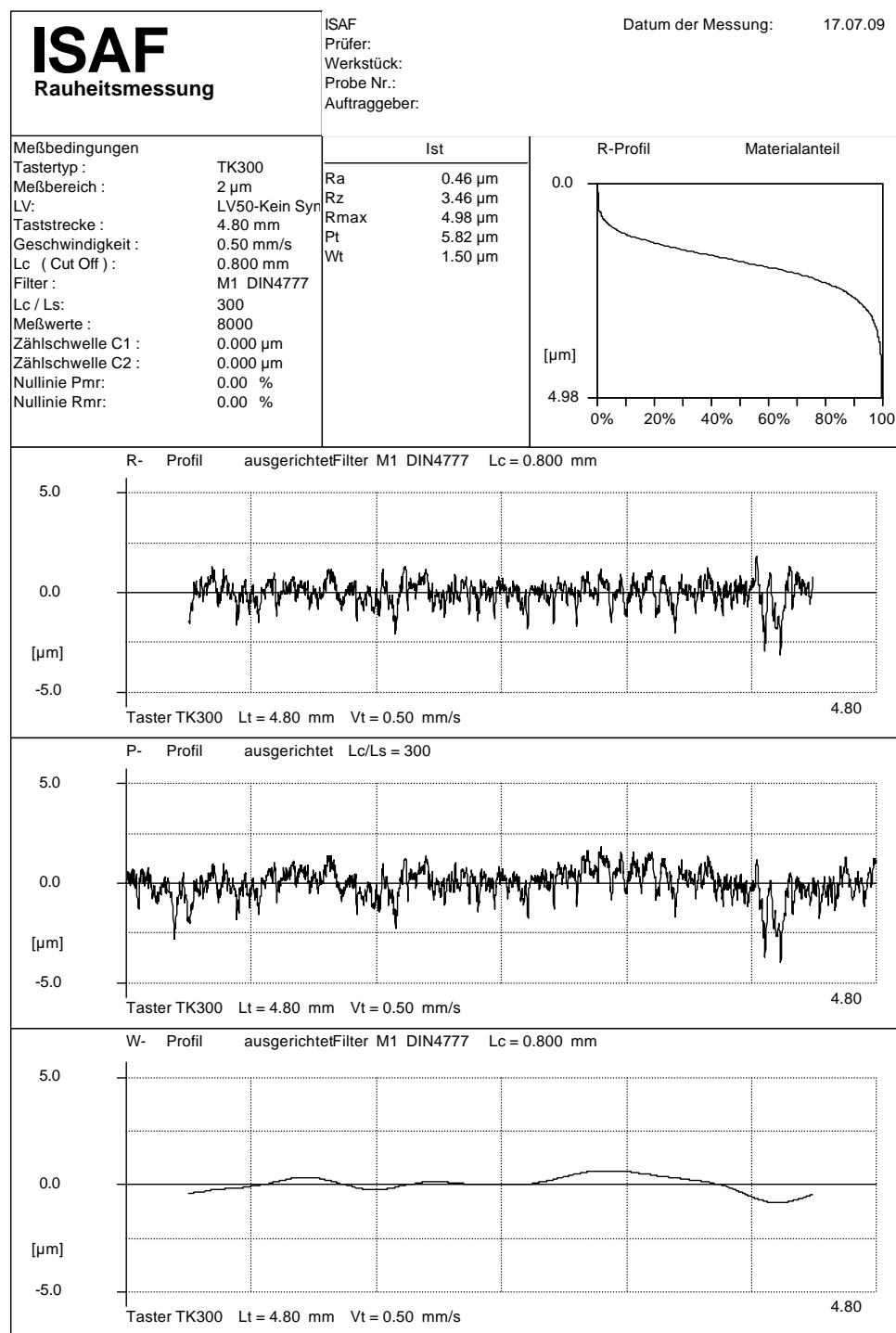


Abbildung E.4: geschliffene Schulteroberfläche 4

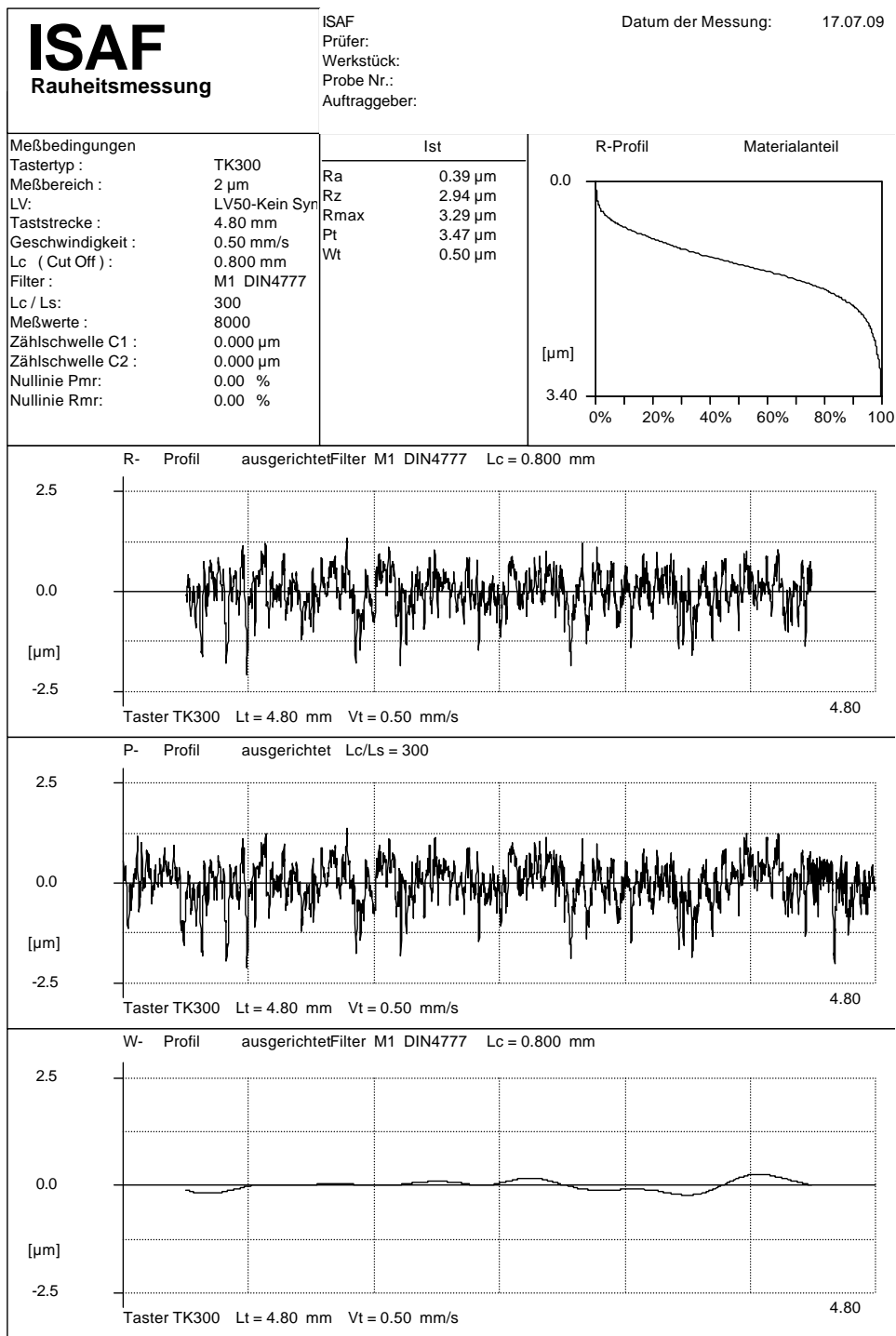


Abbildung E.5: geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 1

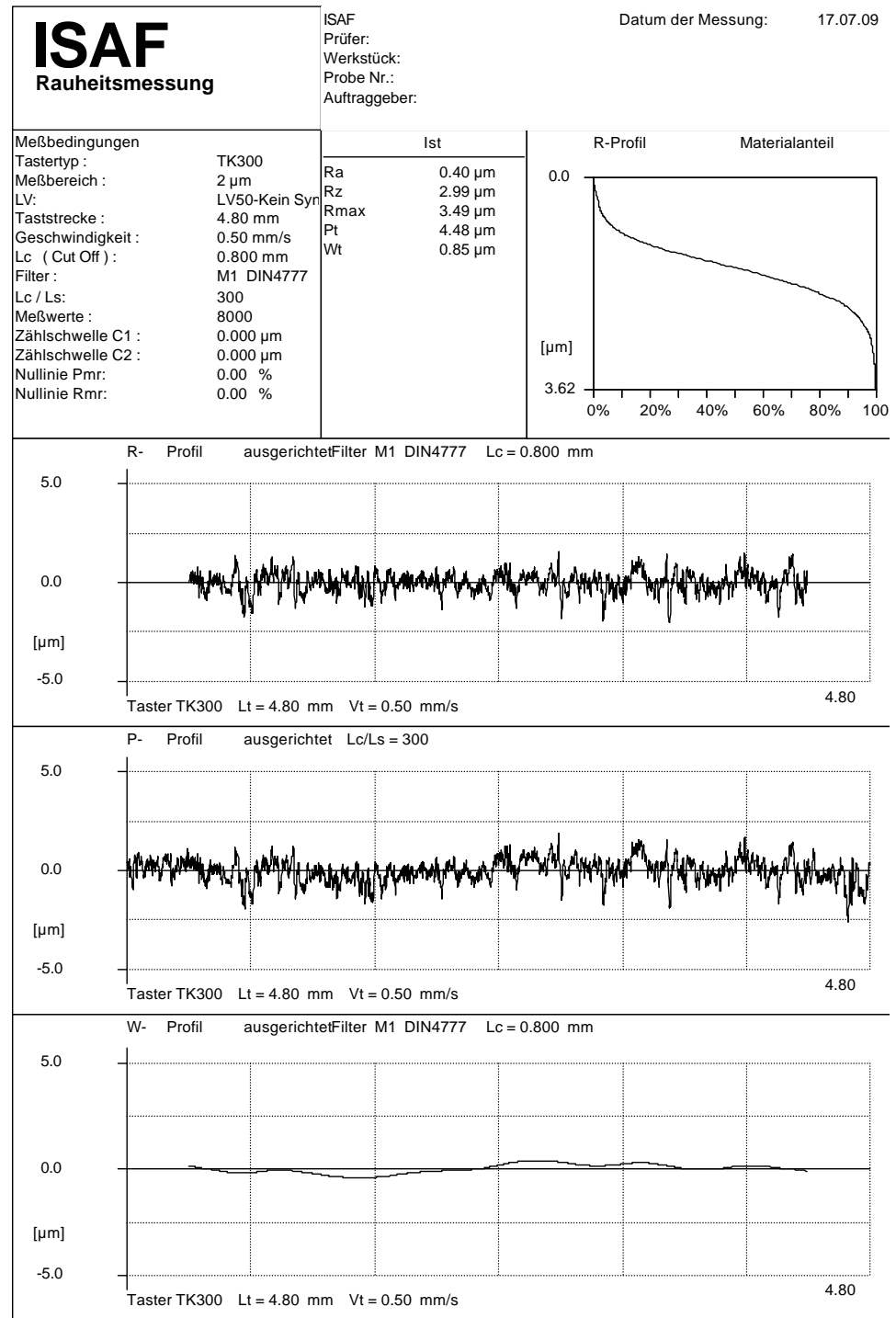


Abbildung E.6: geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 2

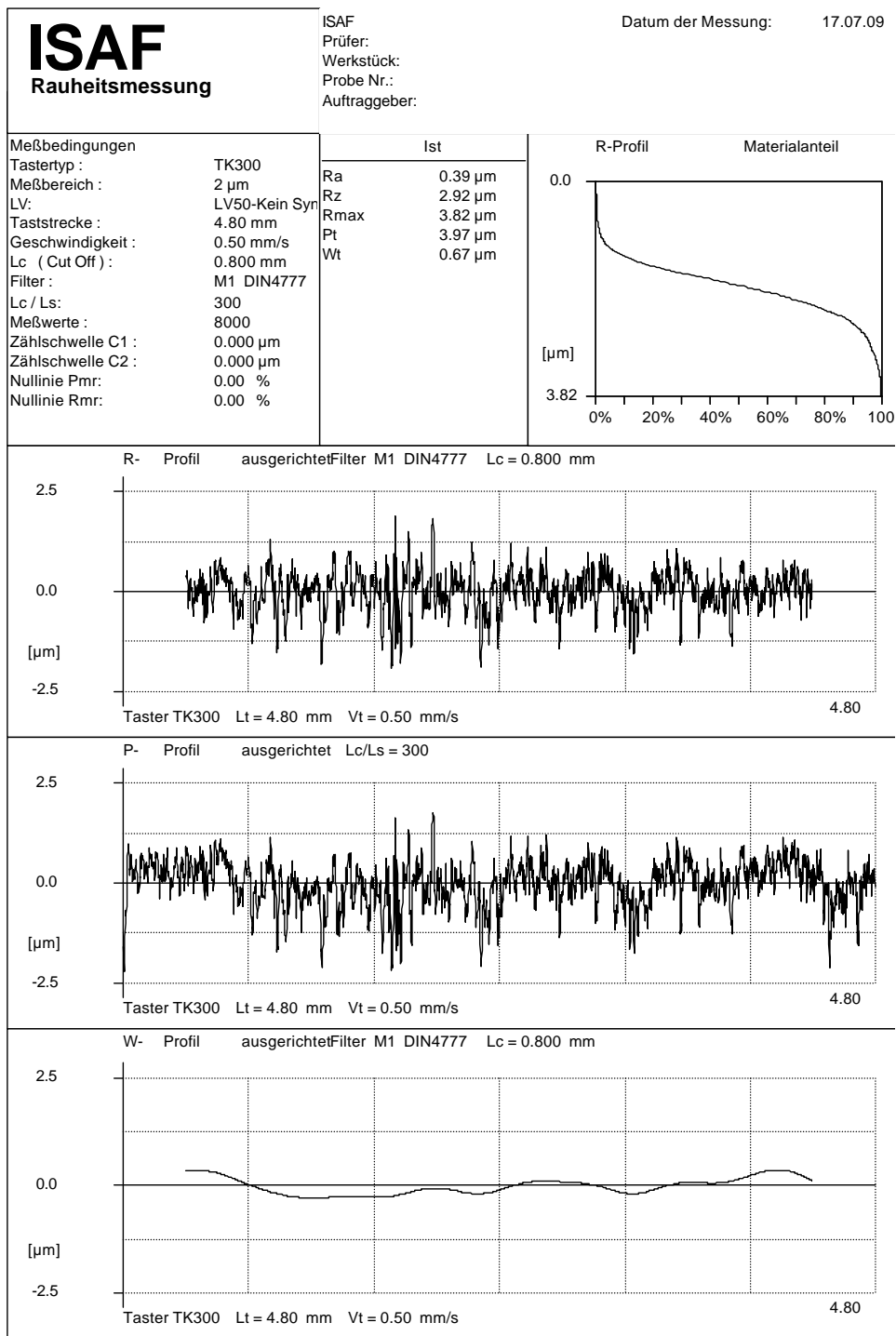


Abbildung E.7: geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 3

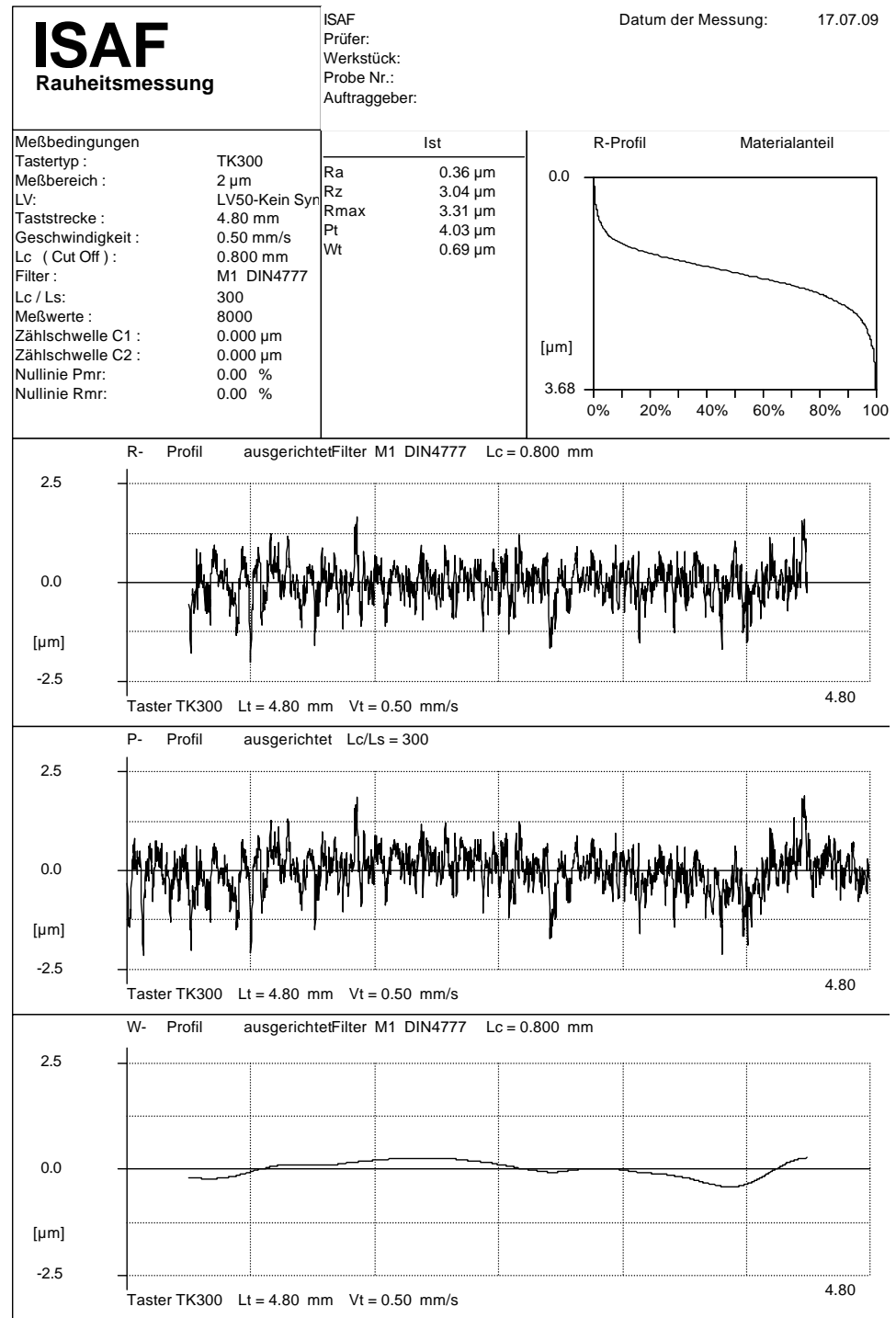


Abbildung E.8: geschliffene und eingefahrene Schulteroberfläche 4

F Datenblätter der Gewindefette

Nachfolgend werden die Datenblätter der in dieser Arbeit verwendeten Gewindefette aufgeführt.

F.1 API-Modified

API-MODIFIED

HIGH-PRESSURE THREAD COMPOUND

DESCRIPTION

JET-LUBE® API-MODIFIED is a high-pressure thread compound that conforms to or exceeds the requirements of API RP 5A3 and former API BUL 5A2. It also contains rust and oxidation inhibitors blended in **JET-LUBE's** unique grease compounded from custom-refined, low-sulfur oil to ensure brushability over a wide temperature range, tenacious adherence to all surfaces, resistance to water washout, and prevention of rust/corrosion.

API-MODIFIED will seal and withstand pressures to 10,000 psi and will not harden or dry.

The lubricating characteristics of **API-MODIFIED** reduces friction in the makeup of casing and tubing, preventing galling and wear. Maximum thread engagement is ensured, providing optimum leak resistance.

Inhibitors in **API-MODIFIED** provide maximum protection against rust and corrosion of threaded surfaces. Its conductivity reduces the possibility of electrolytic corrosion by preventing the formation of galvanic cells in the presence of salt water and other corrosive fluids.

Not recommended for rotary shouldered connections.

- Meets or exceeds API RP 5A3
- Additives for rust & corrosion protection
- Excellent lubrication qualities to prevent galling & wear
- Sticks to wet or oily threads
- Brushable over a wide temperature range
- Leak prevention to 10,000 psi
- Available in Arctic Grade
- California Proposition 65: Carcinogen & reproductive toxin

APPLICATIONS

JET-LUBE API-MODIFIED is specially formulated for use on casing, tubing, line pipe, flow lines, subsurface production tools, tank batteries, and will lubricate, seal and protect threaded connections of oilfield tubular goods on makeup, in service, and in storage.

PRODUCT CHARACTERISTICS

Thickener	Soap
Fluid Type	Petroleum
Color/Appearance	Black/Brown
Dropping Point (ASTM D-2265)	>280°F (138°C)
Specific Gravity	1.97
Density (lbs./gal.)	16.4
Flash Point (ASTM D-92)	>430°F (221°C)
NLGI Grade	1
Penetration @77°F	310 - 340
Friction Factor	1.0
Copper Strip Corrosion (ASTM D-4048)	1A
4-Ball (ASTM D-2596)	1000 Weld Point, kgf >130 Load Wear Index

Shelf Life: Minimum 2 years from manufacture date.

PACKAGING

Code No.	Container Size	Shipping Wt.
22123	10 lb.	11 lbs.
22112	25 lb.	27 lbs.
22114	50 lb.	54 lbs.
22119	25 kg.	27 kg.

LIMITED WARRANTY

Jet-Lube, Inc. makes the Limited Express Warranty that at the date of delivery, this product shall be free from defects in Jet-Lube, Inc. materials and workmanship. This Limited Express Warranty is expressly in lieu of any other express or implied warranties, including any implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose, and of any other obligation on the part of Jet-Lube, Inc. The sole remedy for breach of the Limited Express Warranty shall be the refund of the purchase price. All other liability is negated and disclaimed, and Jet-Lube, Inc. shall not be liable for incidental or consequential damages.

CORPORATE LOCATIONS

Houston, Texas—World Headquarters

Maidenhead, England

Edmonton, Canada

JET-LUBE, INC.
4849 HOMESTEAD RD.,
SUITE 232
HOUSTON, TX 77028

WATS: 800-538-5823
PHONE: 713-670-5700
FAX: 713-678-4604
EMAIL: sales@jetlube.com
www.jetlube.com

Abbildung F.1: Datenblatt API-Modified

F.2 Bestolife 3000



SPECIFICATION SHEET

“3000”®

Nonmetallic Thread Compound For Rotary Shouldered Connections

COLOR	Black
PENETRATION	320 - 350 (ASTM D 217)
WEIGHT/GALLON	11.1 pounds/gallon
DROPPING POINT	500°F/260°C (typ)
FLASH POINT	385°F/196°C (min)
BRUSHABLE TO	15°F/-9°C
SERVICE RATING	600°F/316°C
TORQUE FACTOR	1.0 (per API RP 7A1)*
CONTAINS	Amorphous and synthetic graphites, and other nonmetallic additives.

Bestolife “3000”® has been developed and formulated to address the environmental concerns and costs, related to the use of thread compounds for rotary shouldered connections that contain high percentages of heavy metals such as lead and zinc. The performance benefit of lead and zinc is not only the ability to prevent galling of contact surfaces under high bearing loads, but also the ability to form a continuous metallic gasket as the metal powder is compressed between the shoulders of a rotary connection during make-up. This gasket-like seal prevents connection wash-out even under high internal fluid pressures and the combined loading of directional drilling. Bestolife “3000”® is the first totally nonmetal drilling compound to effectively provide both of these critical performance requirements. This is achieved through the innovative combination of a variety of amorphous and synthetic graphite-based materials that interact to provide performance properties similar to heavy metal-based compounds. The performance of “3000”® is further enhanced through the use of a premium quality, high temperature, lithium complex base grease. This compound has a low environmental impact, coupling with a high level of extreme pressure performance without containing any heavy metal compounds.

*API RP 7A1: “Recommended Practice for Testing of Thread Compound for Rotary Shouldered Connections”

NOTE: Due to operation and equipment variables, this value may require adjustment based on field experience.

A MATERIAL SAFETY DATA SHEET IS AVAILABLE FROM THE MANUFACTURER.
DO NOT USE ON OXYGEN LINES OR IN OXYGEN ENRICHED ATMOSPHERES.

MSDS 325G

Abbildung F.2: Datenblatt Bestolife 3000

F.3 GBF1

**r.grea Norlith GBF 1**

Hochdruck-Gewinde-Compound – NLGI-Klasse 1

Beschreibung

r.grea Norlith GBF 1 ist ein Hochdruck-Gewinde-Compound, das in Anlehnung an die Vorschrift API BUL 5 A3 des American Petroleum Institutes (API) hergestellt wird. Es enthält Festschmierstoffe, ist jedoch abweichend von der API-Vorschrift aus Umweltgesichtspunkten schwermetallfrei.

r.grea Norlith GBF 1 ist deshalb nicht kennzeichnungspflichtig und erheblich umweltverträglicher.

**Anwendung
und
Eigenschaften**

r.grea Norlith GBF 1 wird eingesetzt als Schmier- und Dichtmittel beim Verschrauben der Ölfeldrohre und zwar für Casing's (Futterrohre) und Tubing's (Förderrohre). Nach der Fertigung im Rohrwerk sowie beim Transport und bei der Lagerung dient **r.grea Norlith GBF 1** als Korrosionsschutz für die empfindlichen Präzisionsgewinde. Der Verschraubungsfaktor gegenüber einem Fett nach API BUL 5 A3 ist = 1.

r.grea Norlith GBF 1 ermöglicht ein leichtes Verschrauben der Gewinde, es verhindert Gewindebeschädigungen auch nach mehrmaligem Ver- und Entschrauben. Es verhindert Undichtigkeiten selbst bei hohen Drücken der zu fördernden Medien.

Besondere Vorteile:

- alterungsbeständig
- thermisch hoch belastbar
- hohes Druckaufnahmevermögen
- guter Korrosionsschutz
- gute Abdichtung
- leichte Verschraubbarkeit
- Verschleißschutz

Technische Daten

Gebrauchstemperaturbereich bei Dauerschmierung		-20 bis +150 °C
Walkpenetration bei 25 °C bei -20 °C	DIN ISO 2137	310 bis 340 1/10 mm min. 200 1/10 mm
Verdampfungsverlust 24 h / 100 °C	API BUL 5A2	unter 2 Gew. %
Ölabscheidung 24 h / 66 °C	API BUL 5A2	unter 3 Gew. %
Gasentwicklung 120 h / 66 °C	API BUL 5A2	unter 20 ml
Wasserauswaschverlust 2 h / 66 °C	API BUL 5A2	unter 3 Gew. %
Bürstfähigkeit bei -18 °C	API BUL 5A2	gut auftragbar
Korrosionsschutz	DIN 51 802	Korrosionsgrad 0

Änderungen der technischen Daten behalten wir uns vor. Zusatzinformationen entnehmen Sie bitte unserem Sicherheitsdatenblatt oder erhalten Sie von unserer Anwendungstechnik.

Edition

10/06

Rhenus Lub GmbH & Co KG
 Erkelenzer Straße 36, 41179 Mönchengladbach
 Tel. +49 21 61 58 69-0, Fax +49 21 61 58 69-93
 www.rhenuslub.com, eMail Vertrieb@rhenusweb.de

Rhenus is certified according to ISO/TS 16949, DIN EN ISO 9001, DIN EN ISO 14001 and OHSAS 18001.

Abbildung F.3: Datenblatt GBF 1

F.4 Irish Copper



Technical Manual

4302 Profit • San Antonio, Texas 78219
1-800-688-5650 • FAX (210) 304-5640

Index: TS 899-38
Date: May 10, 2006
Page 1 of 1

IRISH COPPER "NO-LEAD" TOOL JOINT COMPOUND PRODUCT NO. 899-38

Product Description:

BAKER IRISH COPPER NO-LEAD TOOL JOINT COMPOUND is a copper base, API RP 7A1 tool joint compound that employs a high quality, low sulphur petroleum base composition including anti-galling and anti-seizing agents. In addition, this compound is not affected by solvents, oil, mud, corrosion, and mild acids or alkalies. Lead and Zinc are not utilized in response to alternative "Lead Free and Zinc Free" compounds required by current industrial environmental safety standards.

Recommended Use:

All oil field tubular threads: drill pipe, collars, tools, casing, tubing, and line pipe.

Conforms to API RP 7A1, FRICTION FACTOR = 1.18.

Temperature Range:

Service Rating	0° F to 400° F
----------------	----------------

Specifications:

Color	Bronze
Base Grease	Lithium Complex
Solids	Copper Graphite
Penetration: 10mm, Worked Brushability	310-340, NLGI Grade 1 Applicable at 0° F

Availability:

<u>NET WEIGHT</u>	<u>PAIL SIZE</u>
9#	1 Gallon
18#	2 Gallons
45#	5 Gallons

(Larger sizes available on request)

The information contained herein is the property of Baker SPD, and is considered confidential. It may not be copied or reproduced in any form without the express written consent of Baker SPD.

Abbildung F.4: Datenblatt Irish Copper

F.5 KOLR King Drill

KOL'R-KING® DRILL COLLAR COMPOUND

DESCRIPTION

KOL'R-KING® Drill Collar Compound contains 60% pure metallic lead, along with **CZ-EX®** (**JET-LUBE**'s extreme pressure additive), rust and corrosion inhibitors, plus special proprietary binders to reduce lead buildup and minimize the need for wire brushing on breakout. The premium quality metallic lead in **KOL'R-KING** meets or exceeds the lead specifications listed in the First Appendix of API Recommended Practice 5A3.

KOL'R-KING is a result of laboratory and field development efforts spanning several decades. It is manufactured under the industry's toughest quality control regimen (ISO-9001) and is especially designed to prevent thread and shoulder wear and to provide superior performance on the rig floor and downhole.

- Contains 60% pure metallic lead
- **CZ-EX®** Extreme Pressure Additive provides additional protection against galling and wear
- Sticks to wet joints
- Brushable over a wide temperature range
- Consistent rig floor makeup
- Resistance to downhole makeup
- Available in Arctic grade
- Oxidation, rust, & corrosion inhibited
- California Proposition 65: Carcinogen & reproductive toxin

APPLICATIONS

KOL'R-KING Drill Collar Compound is designed to provide maximum protection of drill collar threads and shoulders over a wide variety of conditions. The premium quality metallic lead forms a gasket-like shield on threads and shoulders and acts as a cushion, preventing direct metal-to-metal contact, and protects against damage from galling or seizure caused by extreme shock loads on drill collars. The high volume of solids also allows **KOL'R-KING** to be used as a pipe thread sealant and as an anti-seize thread compound.

PRODUCT CHARACTERISTICS

Thickener	Soap
Fluid Type	Petroleum
Dropping Point (ASTM D-2265)	>280°F (138°C)
Specific Gravity	2.46
Density (lb/gal)	19.8
Oil Separation (ASTM D-6184)	<3.0
Wt. % Loss @ 212°F (100°C)	
Flash Point (ASTM D-92)	>430°F (221°C)
NLGI Grade	1½ - 2
Penetration @ 77°F (ASTM D-217)	300 - 330
Copper Strip Corrosion (ASTM D-4048)	1
4-Ball (ASTM D-2596)	
Weld Point, kgf	800
Friction Factor (API RP 7G)	1.0
Service Temperature	-0°F (-18°C) to 300°F (149°C)

Shelf Life: Minimum 2 years from manufacture date.

PACKAGING

Code No.	Container Size	Shipping Wt.
26523	20 lb.	21 lbs.
26513	50 lb.	53 lbs.

LIMITED WARRANTY

Jet-Lube, Inc. makes the Limited Express Warranty that at the date of delivery, this product shall be free from defects in Jet-Lube, Inc. materials and workmanship.

This Limited Express Warranty is expressly in lieu of any other express or implied warranties, including any implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose, and of any other obligation on the part of Jet-Lube, Inc.

The sole remedy for breach of the Limited Express Warranty shall be the refund of the purchase price. All other liability is negated and disclaimed, and Jet-Lube, Inc. shall not be liable for incidental or consequential damages.

CORPORATE LOCATIONS

Houston, Texas—World Headquarters

Maidenhead, England

Edmonton, Canada

JET-LUBE, INC.
4849 HOMESTEAD RD.,
P.O. BOX 21258 (77226-1258)
HOUSTON, TX 77028

WATS: 800-538-5823
PHONE: 713-674-7617
FAX: 713-678-4604
E-MAIL: sales@jetlube.com
www.jetlube.com

Abbildung F.5: Datenblatt KOLR King Drill

F.6 KOPR Kote

KOPR-KOTE®

TOOL JOINT & DRILL COLLAR COMPOUND

DESCRIPTION

KOPR-KOTE® drill collar and tool joint compound is a premium-quality, unleaded compound containing copper flake, graphite, and other natural extreme pressure and anti-wear additives. **KOPR-KOTE's** solids package is formulated to prevent excessive circumferential makeup by increasing the coefficient of friction under compressive forces. As stress levels rise above 50% of yield, the friction factor increases, limiting downhole makeup. Full hydraulic joint efficiency is maintained allowing joint shoulder faces to mate completely without standoff or deformation. **For invert or high-pH muds, use Jet-Lube EXTREME™. For wedge-type thread connections, use NCS-30™ ECF for best thread-wear protection.**

- **Not classified as a marine pollutant - DOT Approval CA2004080025**
- Contains no lead or zinc.
- Extreme-pressure additives provide additional protection against seizing and galling and allow consistent make-up.
- Aluminum-complex grease base protects against rust and corrosion.
- Sticks to wet joints.
- Unequaled resistance to makeup downhole.
- Available in Arctic, Thermal, and Specialty grades.
- Approved by NAM/Shell for under-balanced drilling applications.

For optimum performance on API drill string connections, **KOPR-KOTE** should be utilized with the torque charts in API RP7G or by contacting the drill pipe and connection manufacturer.

Premium drill string connections such as HI-TORQUE®(HT), eXtreme® Torque (XT®), and XT-M™ connections, etc., utilize make-up torques based upon thread compound friction factors of 1.0. Therefore, use the torque provided by the premium connection manufacturer. Adjusting make-up torque based on thread compound friction factor may still be advised.

SERVICE RATING:
0°F (-18°C) TO 450° (232°C)

PRODUCT CHARACTERISTICS

Thickener	Aluminum Complex
Fluid Type	Petroleum
Dropping Point	450°F (232°C)
(ASTM D-2265)	
Specific Gravity	1.15
Density (lb/gal)	9.6
Oil Separation (ASTM D-6184)	<3.0
Wt. % Loss @ 212°F (100°C)	
Flash Point (ASTM D-92)	>430°F (221°C)
NLGI Grade	1
Penetration @ 77°F	310 - 330
(ASTM D-217)	
Copper Strip Corrosion	1A, typical
(ASTM D-4048)	
4-Ball (ASTM D-2596)	
Weld Point, kgf	800, typical
Friction Factor*	1.15 (standard service)
(Relative to API RP 7G)	1.25 (very severe service)

* Many factors such as pipe size, thread geometry, drilling mud contamination, etc. affect the friction factor. This is a relative number and in all applications experience and prior knowledge should be used to adjust make-up torque accordingly. Contact your drill pipe manufacturer for torque and friction-related specifications.

PACKAGING

Code No.	Container Size	Shipping Wt.
10123	1 gal.	11 lb.
10113	2½ gal.	26 lb.
10115	5 gal.	52 lb.
10124	15 gal.	152 lb.
10129	50 gal.	514 lb.

LIMITED WARRANTY

Jet-Lube, Inc. makes the Limited Express Warranty that at the date of delivery, this product shall be free from defects in Jet-Lube, Inc. materials and workmanship.

This Limited Express Warranty is expressly in lieu of any other express or implied warranties, including any implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose, and of any other obligation on the part of Jet-Lube, Inc.

The sole remedy for breach of the Limited Express Warranty shall be the refund of the purchase price. All other liability is negated and disclaimed, and Jet-Lube, Inc. shall not be liable for incidental or consequential damages.

CORPORATE LOCATIONS

Houston, Texas—World Headquarters

Maidenhead, England

Edmonton, Canada

JET-LUBE, INC.
4849 HOMESTEAD RD.,
P.O. BOX 21258 (77226-1258)
HOUSTON, TX 77028

WATS: 800-538-5823
PHONE: 713-674-7617
FAX: 713-678-4604
E-MAIL: sales@jetlube.com
www.jetlube.com

Abbildung F.6: Datenblatt KOPR Kote

F.7 Multidope Yellow

STATOIL MULTI DOPE YELLOW

Multi functional thread compound

APPLICATIONS

StatOil Multi Dope Yellow is a paste grease, especially developed for use as thread compound for drill pipes, casing and tubing. It is also suitable for greasing of gear pinion teeth and leg rack teeth as well as between skid beams and the cantilever on jack-up platforms.

StatOil Multi Dope Yellow is suitable in many other high load, slow speed applications.

Operating temperature -40 – $+140$ °C (-40 – $+284$ °F). Short term up to 200 °C (392 °F). The non metallic solids resist up to 300 °C (570 °F).

ADVANTAGES

StatOil Multi DopeYellow has excellent friction properties, giving a tight connection. It withstands extreme torques and has yet ability to perform smooth break-outs. The product is able to apply on wet surfaces and very adhesive, which ensures proper lubrication even after multiple make-ups and break-outs. Excellent rust preventive properties permits use as storage protection when applied on a dry surface.

CHARACTERISTICS

StatOil Multi Dope Yellow is formulated with readily biodegradable synthetic esters thickened with a lithium-calcium complex soap. Non-metallic solids provides excellent lubricity and surface separation.

ENVIRONMENT

Classified as Yellow Y1 according to the Norwegian offshore environmental guidelines, based on HOCNF documentation. Formulated with renewable materials and natural minerals.

TYPICAL INSPECTIONS

CHARACTERISTICS	METHODS	UNITS	
Density at 25 °C	–	kg/m ³	1300
Consistency NLGI	–	–	0-0,5
Pen. worked w. 60 strokes	ASTM D 217	mm/10	350
Dropping Point	ASTM D 566	°C	min. 280
Base oil viscosity at 40 °C	ASTM D 445	mm ² /s	44
Base oil viscosity at 100 °C	ASTM D 445	mm ² /s	8,2
Four Ball - weld load	DIN 51350	N	5400
Rust prevention properties	–	–	–
– SKF Emcor distilled water	ISO 11007	–	OK (0-0)
– SKF Emcor salt water	ISO 11007	–	OK (0-0)
– Copper corrosion	ASTM D 4048	–	1b
Friction factor	API RP7G	–	1,0
Pumpability@ -30 °C	Lincoln-Helios	–	Pass

TESTS AND APPROVALS

Classified as ISO-L-XDDFB0-0,5 per ISO 6743/9.
Classified as KGOEP0-0,5.5N-40 per DIN 51502.
API (RP) 5A3

HANDLING AND STORAGE

Avoid skin contact.
Wash thoroughly with soap and water, after skin contact.
Dispose of used greases properly.
Safety data sheet available for professional user on request.

The right to change product specifications is reserved.



StatOil Lubricants, 118 88 Stockholm.

Customer service tel 08-429 68 50, fax 08-429 68 51, email: smobest@statoil.com

Friction Fighters™

2008-04-01



Abbildung F.7: Datenblatt Multidope Yellow (1)

F.8 Multidope Yellow

Data according to API (RP) 5A3		
Specifications		Requirement
Product	Statoil Multi Dope Yellow	
Dropping point, °C	>280	min 138
Evaporation, % vol fraction loss 24h @ 100°C	0,4%	max 3,75
Gas evolution, cm ³ 120h @ 66°C	1	max 20
Oil sep, % vol fraction 24h @ 100°C	2,1%	max 10,0
Penetration, mm 10 ⁻¹ Worked 60 strokes @ 25°C Worked 60 strokes @ -7°C	351 278	+/- 15
Mass density, kg/m ³	1264 @ 23,0°C	+/- 5
Water leaching, % mass fraction loss 2h @ 66°C	1,64	max 5,0
Application and adherence: Cold application @ -7°C Adherence @ 66°C, % mass fraction loss	Pass 0%	max 25%
Corrosiveness (Cu- Corrosion)	1a	min 1b



Statoil Lubricants, 118 88 Stockholm.
Customer service tel 08-429 68 50, fax 08-429 68 51, email: smobest@statoil.com

Friction Fighters™



Abbildung F.8: Datenblatt Multidope Yellow (2)

F.9 Z50

Z-40™ • Z-50™ • Z-60™ **TOOL JOINT COMPOUND**

DESCRIPTION

JET-LUBE® Z-40™, Z-50™, and Z-60™ all contain prime grade zinc and are respectively formulated with 40%, 50%, and 60% metallic zinc, meeting the metallic zinc requirements described in API Bulletin 5A2. All contain special additives to reduce the plating and buildup of metallic zinc encountered with other zinc compounds.

Z-40, Z-50, and Z-60 are manufactured with **JET-LUBE®** unique grease compounded from custom refined, low sulphur oil. The grease base ensures brushability over a wide temperature range, tenacious adherence to all surfaces, resistance to water wash out, and the prevention of rust/corrosion. The metallic zinc particles and other additives are maintained in uniform suspension throughout the compounds, and **Z-40, Z-50, and Z-60** displace moisture and adhere well to wet tool joint surfaces.

- Non-plating
- Low sulphur content (<0.1% active sulphur)
- Non-reactive, no gassing
- Brushable over a wide temperature range
- Sticks to wet joints
- Consistent rig floor make-up
- Resistant to further downhole make-up
- **Z-50** is available in Arctic and Thermal grades

APPLICATIONS

JET-LUBE Z-40, Z-50, and Z-60 Tool Joint Compounds are designed to provide the maximum protection for tool joint threads and shoulders over a wide variety of conditions. They prevent galling and wear plus ensure consistent rig floor make-up while providing some resistance to further make-up downhole.

PRODUCT CHARACTERISTICS

Thickener	Aluminum Complex
Fluid Type	Petroleum
Color/Appearance	Smooth Grey Paste
Dropping Point (ASTM D-566)	385°F (196°C)
Specific Gravity Z-40, Z-50, Z-60	1.49, 1.78, 2.09
Density (lb/gal) Z-40, Z-50, Z-60	12.3, 14.8, 17.4
Oil Separation	<5.0
Wtr. % Loss @ 212°F (100°C)	
Flash Point (ASTM D-92)	>430°F (221°C)
NLGI Grade	1½ - 2
Penetration @77°F (ASTM D-217)	275 - 305
Copper Strip Corrosion (ASTM D-4048)	1A
4-Ball (ASTM D-2596)	500
Weld Point, kgf	
Friction Factor	1.0
Recommended Torque	Per API RP 7G
Service Range	0°F (-18°C) to 300°F (150°C)

PACKAGING

Code No.	Container Size	Shipping Wt.
Z-40	20113 30 lb.	33 lbs.
	20115 60 lb.	64 lbs.
Z-50	20413 35 lb.	38 lbs.
	20494 60 lb.	64 lbs.
	20415 65 lb.	69 lbs.
Z-60	20713 40 lb.	43 lbs.
	20715 70 lb.	74 lbs.

LIMITED WARRANTY

Jet-Lube, Inc. makes the Limited Express Warranty that at the date of delivery, this product shall be free from defects in Jet-Lube, Inc. materials and workmanship.
 This Limited Express Warranty is expressly in lieu of any other express or implied warranties, including any implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose, and of any other obligation on the part of Jet-Lube, Inc.
 The sole remedy for breach of the Limited Express Warranty shall be the refund of the purchase price. All other liability is negated and disclaimed, and Jet-Lube, Inc. shall not be liable for incidental or consequential damages.

CORPORATE LOCATIONS

Houston, Texas—World Headquarters

Maidenhead, England

Edmonton, Canada



JET-LUBE, INC.
 4849 HOMESTEAD RD.,
 SUITE 232
 HOUSTON, TX 77028

WATS: 800-538-5823
 PHONE: 713-670-5700
 FAX: 713-678-4604
 sales@jetlube.com
 www.jetlube.com

OILFIELD OILFIELD OILFIELD OILFIELD

Abbildung F.9: Datenblatt Z 50

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Matthias Klaws
Adresse: Schleusenweg 8, 29227 Celle
Telefon: 0176-76959305
E-mail: matthias.klaws@hotmail.com
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch
Geburtsdaten: 06. Juni 1977, Celle

Berufliche Qualifikation

seit 2011 Baker Hughes Deutschland GmbH, Celle
Technical Support Engineer
2005 - 2010 Technische Universität Clausthal
Institut für Erdöl- und Erdgasgewinnung
Wissenschaftlicher Angestellter

Schulische Ausbildung/Studium

1997 - 2004 Technische Universität Clausthal
Institut für Erdöl- und Erdgasgewinnung
Abschluss: Diplom
1993 - 1996 Fachgymnasium Celle
Abschluss: Abitur

